

VŠB- Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

# Návrh pohonu hnacího podvozku skládkového stroje

## Drive Design of Undercarriage of Stockyard Machine

Student:

Monika Hloušková

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2010

## **Poděkování**

Tímto bych chtěla poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D za odborné rady a poznámky, které mi poskytoval v průběhu vypracovávání bakalářské práce. Zvláštní poděkování patří panu Martinovi Mokrošovi a panu Ing. Filipu Kovaříkovi, Ph.D z firmy Vítkovice Gearworks a.s. za jeho ochotu, pomoc a vstřícnost při konzultacích mých nápadů. Děkuji též kamarádům a své rodině za podmětné připomínky, které mě přiměly hledat nová a vhodnější řešení.

## **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/1200 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 ods. 3)
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo-bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě .....

.....  
plné jméno studenta

Generála Svobody 1217

Uničov, 783 91

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

HLOUŠKOVÁ, Monika. Návrh pohonu hnacího podvozku skládkového stroje. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2010, 59 s, Bakalářská práce, vedoucí FRIES, Jiří.

Předmětem této bakalářské práce je návrh vhodného pohonu podvozku skládkového stroje – bočního shrnovače. V prvním kroku volíme kroutící moment hnacího pojezdového kola dolní stavby stroje tak, aby neproklouzlo. Dále volíme vhodný pohon od firmy NORD. Navrhujeme vhodný způsob uložení hnací hřídele hnacího kola do převodovky. Provádíme pevnostní kontrolu hnací hřídele.

Hlavním cílem této bakalářské práce je navrhnutí pohonu dolní stavby bočního shrnovače tak aby vyhovoval hledisku konstrukčnímu a ekonomického.

## **ANOTATION OF THESIS**

Hloušková, Monika. Drive proposal of dumping machine driving bogie. Ostrava: Department of Production Machinery and Design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2010, 59 p. Thesis, head: FRIES, Jiří.

The purpose of this thesis is the design of a suitable drive of chassis of stockyard machines - side scraper. In the first step we choose the torque of driving wheel of the bottom of stockyard machine without slipping. Further we choose the suitable drive from NORD company. We design a appropriate manner of drive shaft support of driving wheel to the gearbox. We perform strength check of the drive shaft.

The main objective of this thesis is the design of the drive of bottom of side scraper to suit the design and economic aspect

# **OBSAH BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

<b>SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ .....</b>	<b>8</b>
<b>1 ÚVOD .....</b>	<b>13</b>
<b>2 TECHNOLOGIE SKLÁDKOVÁNÍ SYPKÝCH MATERIÁLŮ .....</b>	<b>14</b>
2.1 Sklárky sypkých hmot.....	14
<b>3 SKLÁDKOVÉ STROJE .....</b>	<b>19</b>
3.1 Zakladače .....	19
3.2 Shrnovače a naběrače.....	20
3.2.1 Čelní naběrače a shrnovače .....	20
3.2.2 Boční naběrače a shrnovače .....	22
<b>4 NÁVRH POHONU POJEZDU SKLÁDKOVÉHO STROJE .....</b>	<b>25</b>
4.1 Návrh pohonu s ohledem na pracovní podmínky .....	25
4.2 Stanovení parametrů pohonu pojezdu stroje.....	26
4.3 Výběr a specifikace pohonu od firmy NORD .....	30
<b>5 ULOŽENÍ A KONTROLA HNACÍ HŘÍDELE STROJE .....</b>	<b>32</b>
5.1 Návrh uložení hnacího hřídele hnacího kola do převodovky .....	32
5.2 Pevnostní kontrola hnací hřídele.....	32
5.2.1 Výpočet zátěžných sil.....	33
5.2.2 Statiská kontrola .....	35
5.2.3 Dynamická kontrola .....	43
5.2.4 Kontrola ložisek a pera .....	52
<b>6 ZÁVĚR.....</b>	<b>54</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	<b>55</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>57</b>
<b>SEZNAM TABULEK .....</b>	<b>58</b>
<b>PŘÍLOHY .....</b>	<b>59</b>

## SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ

Označení	Jednotka	Význam
$\sqrt{A}$	[mm <sup>0.5</sup> ]	Neuberova konstanta vrubové citlivosti
B	[mm]	šířka ložiska
C	[kN]	dynamická únosnost
$C_0$	[kN]	statická únosnost
D	[mm]	vnější průměr ložiska
F	[N]	síla působící na otlacení pera
$F_A$	[N]	axiální síla působící na ložisko
$F_{PŘ}$	[N]	síla zatěžující hřídel od tíhy převodovky
$F_R$	[N]	radiální síla působící na ložisko
$F_T$	[N]	síla působící v težišti převodové skříně
G	[N]	zatížení celého stroje
$L_{hvyp}$	[hod]	trvanlivost ložisek
$M_2$	[N.m]	výstupní kroutící moment motoru
$M_A$	[N.mm]	momentová podmínka v místě A
$M_B$	[N.mm]	momentová podmínka v místě B
$M_C$	[N.mm]	momentová podmínka v místě C
$M_D$	[N.mm]	momentová podmínka v místě D
$M_K$	[N.mm]	kroutící moment, který pero přenesse
$M_{Kmax}$	[N.m]	maximální kroutící moment
$M_{KV}$	[N.m]	maximální kroutící moment na výstupu
$M_{OA}$	[N.mm]	ohybový moment v kritickém místě A
$M_{OB}$	[N.mm]	ohybový moment v kritickém místě B
$M_{OC}$	[N.mm]	ohybový moment v kritickém místě C
$M_{OD}$	[N.mm]	ohybový moment v kritickém místě D
$M_{OE}$	[N.mm]	ohybový moment v kritickém místě E
$M_{OF}$	[N.mm]	ohybový moment v kritickém místě F
P	[kW]	minimální výstupní výkon z elektromotoru
$P_1$	[kW]	příkon motoru
$P_e$	[N]	dynamické ekvivalentní zatížení
R	[mm]	poloměr pojezdového kola



$R_1$	[N]	reakce působící v hnacím pojezdovém kole dolní stavby stroje
$R_2$	[N]	reakce působící v hnaném pojezdovém kole dolní stavby stroje
$R_{ds}$	[N]	reakce působící v dolní stavbě
$R_e$	[MPa]	mez kluzu
$R_{hs}$	[N]	reakce působící v horní stavbě
$R_{LL}$	[N]	reakce působící v ložisku levém
$R_{LP}$	[N]	reakce působící v ložisku pravém
$R_m$	[MPa]	mez pevnosti
$R_O$	[N]	síla odporu tření
$R_{př}$	[N]	reakce působící v hřídeli převodovky
$R_{\dot{s}}$	[N]	reakce působící ve šroubovém spojení převodovky a konzoly
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	činná plocha pera
$T$	[N]	síla valivého odporu
$W_{kA}$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul v krutu v kritickém místě A
$W_{kB}$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul v krutu v kritickém místě B
$W_{kC}$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul v krutu v kritickém místě C
$W_{kD}$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul v krutu v kritickém místě D
$W_{kE}$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul v krutu v kritickém místě E
$W_{kF}$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul v krutu v kritickém místě F
$W_{OA}$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul v ohybu v kritickém místě A
$W_{OB}$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul v ohybu v kritickém místě B
$W_{OC}$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul v ohybu v kritickém místě C
$W_{OD}$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul v ohybu v kritickém místě D
$W_{OE}$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul v ohybu v kritickém místě E
$W_{OF}$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul v ohybu v kritickém místě F
$X$	[-]	součinitel radiálního zatížení
$Y$	[-]	součinitel axiálního zatížení
$a_1$	[mm]	vzdálenost síly v těžišti od reakce ve šroubovém spojení konzoly a převodovky
$a_2$	[mm]	vzdálenost síly v těžišti převodové skříně od reakce v hřídeli převodovky
$b_1$	[mm]	vzdálenost od místa A po působení reakce v ložisku levém
$b_2$	[mm]	vzdálenost od místa působení reakce v ložisku levém po sílu působící v pojezdovém kole

$b_3$	[mm]	vzdálenost od působení síly vpojezdovém kole po reakce v ložisku pravém
$b_p$	[mm]	šířka pera
$d$	[mm]	průměr hřídel s drážkou pro pero
$d_A$	[mm]	průměr hřídele v kritickém místě A
$d_B$	[mm]	průměr hřídele v kritickém místě B
$d_C$	[mm]	průměr hřídele v kritickém místě C
$d_D$	[mm]	průměr hřídele v kritickém místě D
$d_E$	[mm]	průměr hřídele v kritickém místě E
$d_F$	[mm]	průměr hřídele v kritickém místě F
$d_L$	[mm]	vnitřní průměr ložiska
$f$	[-]	součinitel adheze
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení
$k_A$	[-]	výsledná bezpečnost v kritickém místě A
$k_B$	[-]	výsledná bezpečnost v kritickém místě B
$k_C$	[-]	výsledná bezpečnost v kritickém místě C
$k_D$	[-]	výsledná bezpečnost v kritickém místě D
$k_E$	[-]	výsledná bezpečnost v kritickém místě E
$k_F$	[-]	výsledná bezpečnost v kritickém místě F
$k_{SA}$	[-]	součinitel statické bezpečnosti v kritickém místě A
$k_{SB}$	[-]	součinitel statické bezpečnosti v kritickém místě B
$k_{SC}$	[-]	součinitel statické bezpečnosti v kritickém místě C
$k_{SD}$	[-]	součinitel statické bezpečnosti v kritickém místě D
$k_{SE}$	[-]	součinitel statické bezpečnosti v kritickém místě E
$k_{SF}$	[-]	součinitel statické bezpečnosti v kritickém místě F
$k_{\sigma A}$	[-]	dynamická bezpečnost v ohybu v kritickém místě A
$k_{\sigma B}$	[-]	dynamická bezpečnost v ohybu v kritickém místě B
$k_{\sigma C}$	[-]	dynamická bezpečnost v ohybu v kritickém místě C
$k_{\sigma D}$	[-]	dynamická bezpečnost v ohybu v kritickém místě D

$k_{\sigma E}$	[-]	dynamická bezpečnost v ohybu v kritickém místě E
$k_{\sigma F}$	[-]	dynamická bezpečnost v ohybu v kritickém místě F
$k_{\tau A}$	[-]	statická bezpečnost v krutu v kritickém místě A
$k_{\tau B}$	[-]	statická bezpečnost v krutu v kritickém místě B
$k_{\tau C}$	[-]	statická bezpečnost v krutu v kritickém místě C
$k_{\tau D}$	[-]	statická bezpečnost v krutu v kritickém místě D
$k_{\tau E}$	[-]	statická bezpečnost v krutu v kritickém místě E
$k_{\tau F}$	[-]	statická bezpečnost v krutu v kritickém místě F
$l$	[mm]	délka pera
$l'$	[mm]	činná délka pera
$m$	[kg]	hmotnost bočního shrnovače
$n_2$	[min <sup>-1</sup> ]	výstupní otáčky elektromotoru
$p$	[MPa]	tlak působící na pero v náboji
$p_D$	[MPa]	dovolený tlak na pero v náboji
$t$	[mm]	hloubka drážky v hřídeli
$t_1$	[mm]	hloubka drážky v náboji
$x$	[mm]	vzdálenost od působení síly v hřídeli převodovky po kritické místo A
$x_1$	[mm]	vzdálenost těžiště v ose x od pojezdových kol dolní stavby
$x_2$	[mm]	vzdálenost pojezdových kol horní a dolní stavby stroje
$\alpha_{\sigma 0 A}$	[-]	tvárový součinitel hřídele v osazení, ohyb v kritickém místě A
$\alpha_{\sigma 0 B}$	[-]	tvárový součinitel hřídele v osazení, ohyb v kritickém místě B
$\alpha_{\sigma 0 C}$	[-]	tvárový součinitel hřídele v osazení, ohyb v kritickém místě C
$\alpha_{\sigma 0 D}$	[-]	tvárový součinitel hřídele v osazení, ohyb v kritickém místě D
$\alpha_{\sigma 0 E}$	[-]	tvárový součinitel hřídele s drážkou pro pero, ohyb v kritickém místě E
$\alpha_{\sigma 0 F}$	[-]	tvárový součinitel hřídele v osazení, ohyb v kritickém místě F
$\alpha_{\tau A}$	[-]	tvárový součinitel hřídele v osazení, krut v kritickém místě A
$\alpha_{\tau AB}$	[-]	tvárový součinitel hřídele v osazení, krut v kritickém místě B
$\alpha_{\tau C}$	[-]	tvárový součinitel hřídele v osazení, krut v kritickém místě C
$\alpha_{\tau D}$	[-]	tvárový součinitel hřídele v osazení, krut v kritickém místě D

$\alpha_{\tau E}$	[-]	tvarový součinitel hřídele s drážkou pro pero, krut v kritickém místě E
$\alpha_{\tau F}$	[-]	tvarový součinitel hřídele v osazení, krut v kritickém místě F
$\varepsilon_{\sigma}$	[-]	součinitel vlivu velikosti součástí
$\eta$	[%]	účinnost pohonu
$\eta_P$	[-]	součinitel vlivu jakosti povrchu
$\mu$	[-]	součinitel smykového tření
$\xi$	[mm]	odpor při valení
$\rho_A$	[mm]	poloměr vrubu v kritickém místě A
$\rho_B$	[mm]	poloměr vrubu v kritickém místě B
$\rho_C$	[mm]	poloměr vrubu v kritickém místě C
$\rho_D$	[mm]	poloměr vrubu v kritickém místě D
$\rho_E$	[mm]	poloměr vrubu v kritickém místě E
$\rho_F$	[mm]	poloměr vrubu v kritickém místě F
$\sigma_{CoA}^*$	[MPa]	skutečná mez únavy v kritickém místě A
$\sigma_{CoB}^*$	[MPa]	skutečná mez únavy v kritickém místě B
$\sigma_{CoC}^*$	[MPa]	skutečná mez únavy v kritickém místě C
$\sigma_{CoD}^*$	[MPa]	skutečná mez únavy v kritickém místě D
$\sigma_{CoE}^*$	[MPa]	skutečná mez únavy v kritickém místě E
$\sigma_{CoF}^*$	[MPa]	skutečná mez únavy v kritickém místě F
$\sigma_{CoA}$	[MPa]	mez únavy v kritickém místě A
$\sigma_{CoB}$	[MPa]	mez únavy v kritickém místě B
$\sigma_{CoC}$	[MPa]	mez únavy v kritickém místě C
$\sigma_{CoD}$	[MPa]	mez únavy v kritickém místě D
$\sigma_{CoE}$	[MPa]	mez únavy v kritickém místě E
$\sigma_{CoF}$	[MPa]	mez únavy v kritickém místě F
$\tau_{kA}$	[MPa]	jmenovité smykové napětí v kritickém místě A
$\tau_{kB}$	[MPa]	jmenovité smykové napětí v kritickém místě B
$\tau_{kC}$	[MPa]	jmenovité smykové napětí v kritickém místě C
$\tau_{kD}$	[MPa]	jmenovité smykové napětí v kritickém místě D
$\tau_{kE}$	[MPa]	jmenovité smykové napětí v kritickém místě E
$\tau_{kF}$	[MPa]	jmenovité smykové napětí v kritickém místě F

## 1 ÚVOD

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem pohonu pojezdu skládkového stroje, přesněji návrhem pohonu hnacího kola dolní části stavby bočního shrnovače. Boční shrnovač slouží k dopravě materiálu ze skládky na odsunový dopravní pás umístěný pod přepadovou hranou skládky. Naplní této práce je navrhnout pohon tak, aby nedošlo k prokluzu hnacího kola. Z podmínky neproklouznutí jsem stanovila maximální kroutící moment a díky tomuto parametru jsem zvolila konstrukčně a ekonomicky nejvhodnější pohon od firmy NORD. Dalším bodem bude navrhnutí uložení hnací hřídele hnacího kola do převodovky. Uložení je provedeno vsunutím plné hřídele do hřídele duté v převodovce a zajištěno na konci svěrným spojem. Pro tuto hnací hřídel bude provedena pevnostní kontrola.

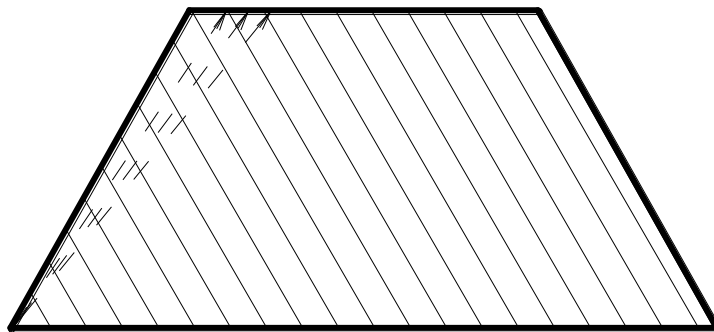
## 2 TECHNOLOGIE SKLÁDKOVÁNÍ SYPKÝCH MATERIÁLŮ

### 2.1 Sklárky sypkých hmot

Účelem budování sklárky sypkých hmot je příprava na vstup do technologického procesu, nutnost homogenizace, nutnost vytváření dostatečného předzásobení. Vyrovnávají rozdíly mezi dodávkou a spotřebou materiálu, vytváří dostatečné zásoby materiálu pro případ výpadků v dopravě nebo havárie a předzásobenost pro období zvýšené spotřeby (např. dodávky uhlí v zimním období) a zajišťují plynulý přísun materiálu do výrobního procesu (pro závody s nepřetržitou technologií výroby). Dalším účelem je také možnost zprůměrnění fyzikálních a chemických vlastností surovin (homogenizace materiálu).

#### Homogenizace

Homogenizací se rozumí zakládání materiálu do tenkých vrstev tak, aby při jeho odběru procházel nabírací orgán pracovního stroje co největším počtem těchto vrstev. Tímto je zaručeno, že každý prvek nabíracího ústrojí obsahuje určité množství materiálu z každé vrstvy.



Obr. 2.1 Homogenizační skládka [5]

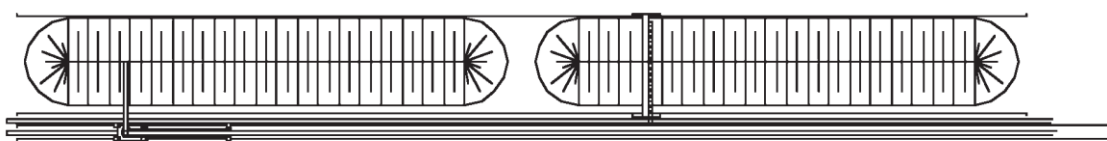
#### Zakládání skládek

Při výběru metody zakládání je přihlíženo k vlastnostem sypkých hmot, přičemž nasákavost hraje důležitou roli. Při zakládání může nastat granulometrická segregace, tj. hrubá zrna se valí po svahu sklárky dolů, zatímco často lepivá jemná zrna se sbalují v horní části hromady. Lepivost jemných zrn může vést k problémům při dobývání hromady, kdy se na její čelní straně vytvoří přesah, který se náhle zřítí a vyvolá zahlcení, příp. přetížení naběrače. Podmín-

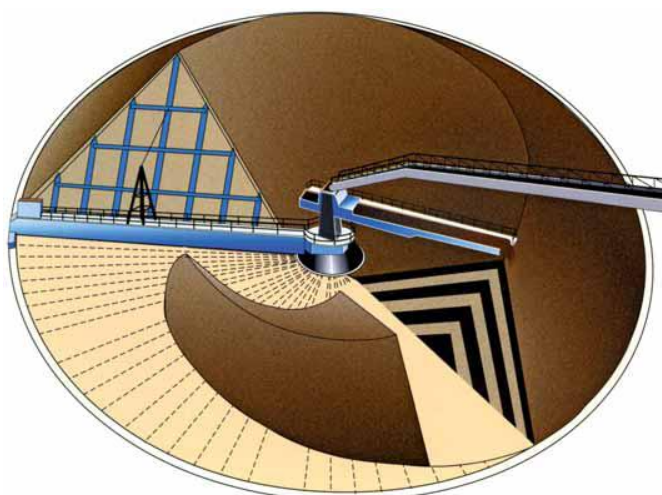
kou pro úspěšné a ekonomické skladování sypkých hmot je respektování určitých hledisek. Umístujeme co největší množství všech potřebných druhů skladovaného materiálu do co nejmenšího zastavěného prostoru. Posuzujeme všechny důležité vlastnosti skladovaného materiálu (sypný úhel, lepivost, abrazivost, rypný odpor, chování materiálu při volném ukládání). Technologické i stavební zařízení skládky musí mít vysokou spolehlivost a životnost, musí zajistit vysokou produktivitu práce a bezpečnost osádky. Posuzujeme zda materiál má být skladován na venkovní, nebo kryté skládce. Je nezbytné respektovat normy a požadavky na ochranu životního a pracovního prostředí.

**Způsoby zakládání skládek** lze rozdělit následovně:

- a) podle tvaru založené hromady
  - podélné - osa skládky přímá, průřez je trojúhelníkový nebo lichoběžníkový
  - kruhové - osou skládky je kružnice



**Obr. 2.2** Podélné skládky uspořádané za sebou [10]

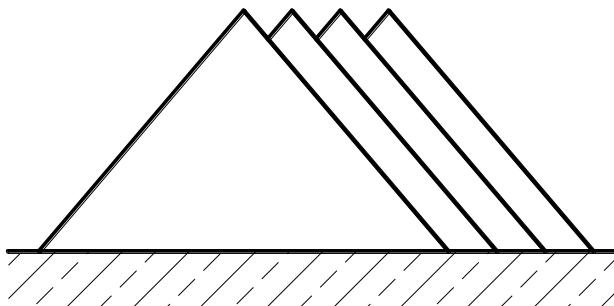


**Obr. 2.3** Kruhová skládka [10]

- b) podle průřezu založené hromady
  - trojúhelníkové
  - lichoběžníkové

c) podle metody zakládání

- **Metoda „Cone-Shell“** (obr. 2.4) – Jako první je založen první kužel do požadované výšky a potom jsou k němu přisypávány postupně další jednotlivé kuželové vrstvy, až na požadovanou délku hromady. Hromady se zakládají pomocí shazovacího vozu se šikmou výsypkou (obr. 2.10), krátkým příčným pásem, pojízdným pásem nebo zakladačem se shazovacím vozem. Všechna tyto zařízení pojíždějí po kolejišti, které je v úrovni terénu a zakládají jednotlivé vrstvy v přerušovaných intervalech. U tohoto způsobu zakládání často dochází k segregaci, což je nežádoucí jev z hlediska složení odběru z hromady. Dalším jevem je prašnost, kterou způsobuje velká pádová výška a někdy způsobuje i nežádoucí dodrcování hrubých částí materiálu.



**Obr. 2.4** Hromady založené metodou Cone-shell

- **Metoda „Chevron“** (obr. 2.5) – Hromada je na dně skládky tvořena základní trojúhelníkovou vrstvou, na kterou jsou přisypávány lichoběžníkové vrstvy až do plné výšky hromady. Je zakládána stejnými zařízeními jako u metody „Cone-shell“, které po dobu zakládání pojíždí plynule podél hromady po celé její délce. I u této metody dochází k segregaci hrubých frakcí materiálu ve spodních a vnějších vrstvách. Volbou vhodného způsobu odběru dosáhneme vysokého stupně homogenizace a tím vliv segregace materiálu prakticky vyloučíme.

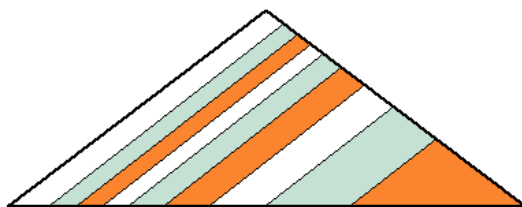


**Obr. 2.5** Metoda Chevron [10]

- **Metoda „Strata“** (obr. 2.6) – hromada je rovněž tvořena trojúhelníkovou vrstvou po celé své délce, na kterou jsou přisypávány jednostranně lichoběžníkové vrstvy, až do



plné výšky hromady. Hromada je zakládána pomocí zakladače se shazovacím vozem (obr. 2.10), jehož výložník s dopravním pásem je otočný nebo sklopný. Ve spodní části vrstev dochází k segregaci. U této metody je počet vrstev nejvyšší, a proto u této metody při vhodně zvoleném odběru je stupeň účinnosti homogenizace velmi vysoký.



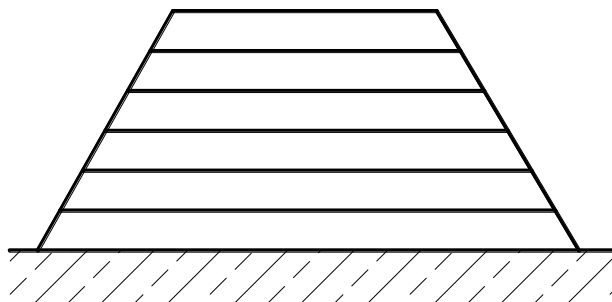
**Obr. 2.6** Metoda Strata [10]

- **Metoda „Windrow“** (obr. 2.7) – hromada je po celé své délce tvořena trojúhelníkovými vrstvami založenými metodou „Chevron“. Mezi tyto hromady jsou přisypávány stejnou metodou kosočtvercové vrstvy. Hromada je zakládána pomocí zakladače se shazovacím vozem (obr. 2.10), který pojíždí podél hromady. Výložník s dopravním pásem je otočný a sklopný. Segregace materiálu je u této metody potlačena a stupeň účinnosti homogenizace je při vhodném odběru vysoký.



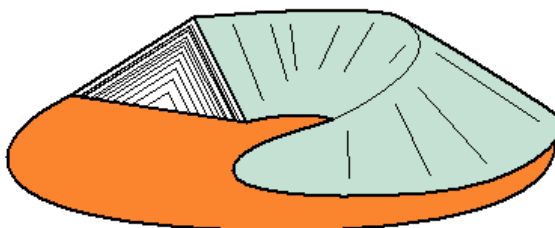
**Obr. 2.7** Metoda Windrow [10]

- **Metoda „Quincunx“** (obr. 2.8) - po celé délce je hromada tvořena lichoběžníkovými rovnoběžnými vrstvami zakládány na sebe až do plné výšky hromady. Zakládání provádí shazovací vůz s teleskopickou výsypkou. Vůz pojíždí při zakládání plynule nad pásem v konstrukci mostu po celé šířce hromady. U této metody zakládání nedochází k segregaci materiálu, při vhodně zvoleném způsobu odběru je dosahováno vysokého stupně homogenizace.



**Obr. 2.8** Metoda Quincunx

- **Metoda „Chevcon“** (obr. 2.9) - zakládání provádí výložník s dopravním pásem otočným o  $360^\circ$  a sklopným v rozsahu výšky hromady. Proces zakládání zajišťuje výložník střídavě se otáčející kolem centrálního sloupu o určitý úhel a během otáčení se rameno výložníku střídavě spouští a zvedá tak, aby kopírovalo poslední založenou vrstvu přibližně 0,5 m od jejího povrchu. I tu dochází k segregaci materiálu, kterou je možno odstranit vhodnou volbou odběru. Stupeň účinnosti homogenizace je u metody Chevcon vyšší, protože počet odebíraných vrstev současně je vyšší.



**Obr. 2.9** Kruhová hromada založená metodou Chevcon [10]



**Obr. 2.10** Zakladač se shazovacím vozem [10]

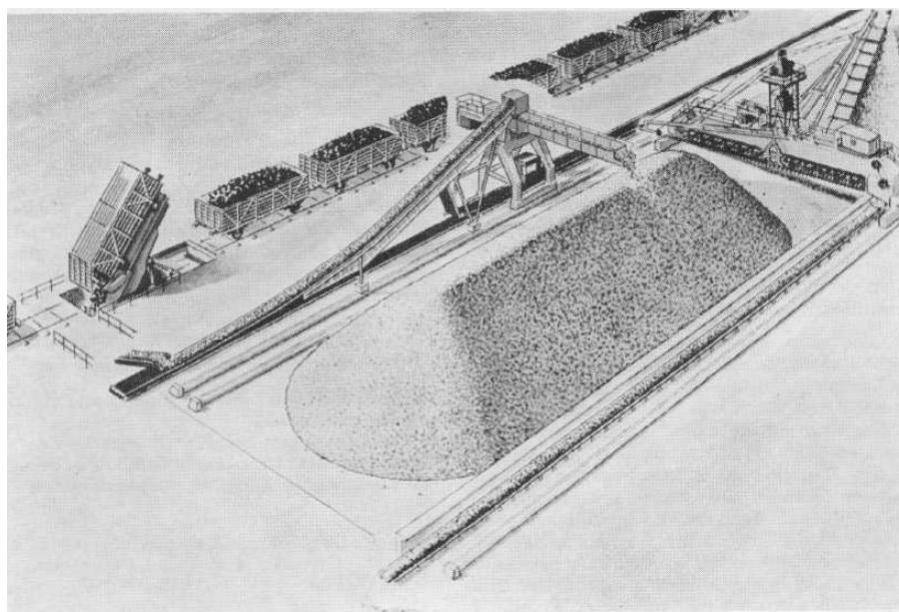
### 3 SKLÁDKOVÉ STROJE

Skládkové stroje se dělí na:

- zakladače
- naběrače a shrnovače

#### 3.1 Zakladače

Hlavní úlohou zakladače je zakládání vytěžené skrývky na skládku. Zakladače dělíme na kolejové a pásové. U kolejových zakladačů (obr. 3.1) se skrývka dopravuje vlakovými soupravami sestavené z bočně výklopných LH vozů. U zakladače je skrývka vyklápěna do koryta, odtud nabírána nabíracím zařízením a dopravníky vedena na výložníkový pás a výsypku. Kolejové zakladače dělíme na jednovozové a dvouvozové. Rozdíl je v umístění nabírací a zakládací část, zda je v jednom celku, nebo jsou tyto dvě části spojeny mostem. Pojezd je realizován jako kolejový, zakládací výložník příhradové konstrukce je zavěšený na ocelové konstrukci zakladače a musí umožňovat zdvihový pohyb. Vlastní nosná konstrukce se dělí na horní otočnou stavbu a spodní stavbu zajišťující přenos veškerého zatížení do kolejového podvozku. Nabírací zařízení je tvořeno korečkovým řetězem s korečky, který je v korytě odváděn přes vratný turas.



**Obr. 3.1** Zakládání materiálu ve spojení s kolejovou dopravou [9]

Pásové zakladače (obr. 3.2) zpravidla spolupracují ve spojení s dálkovou pásovou dopravou. Dopravovaný materiál je z pásové dopravy odebírán shazovacím vozem v kterémkoliv místě a předán na spojovací pás zakladače. Dále materiál putuje na výložníkový pás a výsypku. Spojovací most propojuje shazovací vůz umožňující odnímání toku těživa z dálkové pásové dopravy se základní stavbou pásového zakladače. Pro pásové zakladače se používá housenicový, nebo kráčivý podvozek, u podpěrného vozu bývá podvozek dvouhousenicový. Sklon spojovacího mostu vzhledem k vodorovné rovině je přibližně  $6^{\circ}30'$ . Zakládací výložník sestává z několika dílů a vzhledem ke stavbě zakladače je v pevném, nebo sklopném provedení pomocí kladkostroje a vrátků.



**Obr. 3.2** Pásový zakladač ZPD 8000 fy PRODECO [16]

## **3.2 Shrnovače a naběrače**

Cílem shrnovačů a naběračů je odebírání materiálu z příčného či podélného řezu hromady.

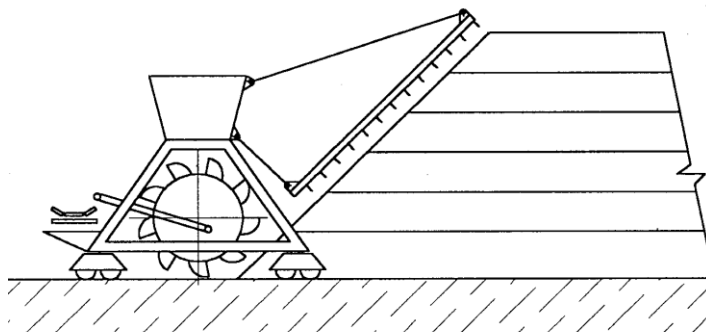
Stroje pro odebírání a odsun sypkých materiálů z čela skládky se dělí na:

- naběrače a shrnovače s čelním odběrem
- naběrače a shrnovače s bočním odběrem

### **3.2.1 Čelní naběrače a shrnovače**

Čelní naběrače a shrnovače jsou vyráběny v různých provedeních, lišících se stavbou, pojezdem či dobývacím orgánem. Všechny tyto typy strojů nabírají materiál v patě hromady.

*Kolesový mostový naběrač* (obr.3.3) nabírá materiál z hromady korečkovými kolesy, které jsou umístěny na mostě vedoucím napříč hromadou. Naběrače můžeme dělit na jednokolesové a vícekolesové.



**Obr. 3.3** Čelní kolesový mostový naběrač

Dalším typem čelních naběračů je *naběrač barelový* (obr. 3.4). Učen k odběru hromad trojúhelníkových průřezů. Je tvořen v podstatě jedním kolem širokým jako pata hromady, umístěným na mostě vedoucím napříč hromadou. Koleso - barel je na vnější ploše opatřenou širokými korečky, které nabírají materiál u paty hromady a předávají jej na dopravní pás, umístěný uvnitř barelu. Barelový naběrač je opatřen pohyblivou shrnovací bránou, která shrnuje materiál k patě hromady.



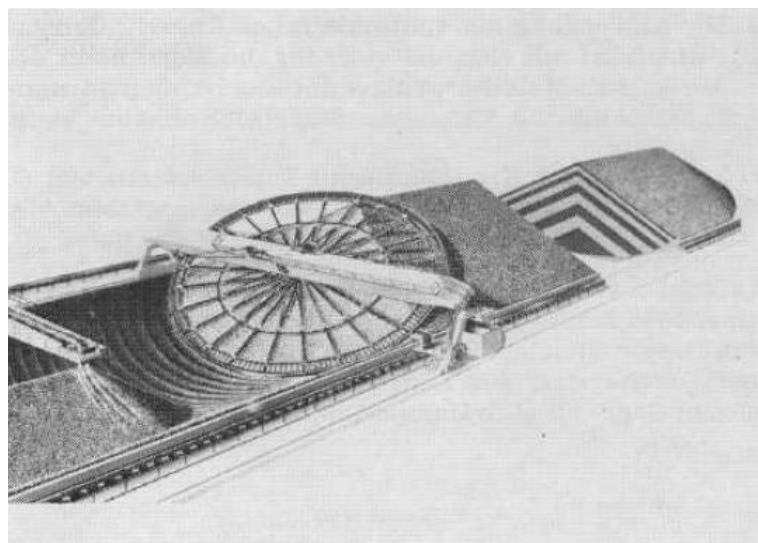
**Obr. 3.4** Barelový naběrač fy SCHADE [10]

U *mostového shrnovače* (obr. 3.5) je materiál u paty hromady nabírán hřebly shrnovacího řetězu a příčně po dně skládky dopravován na odsunový dopravní pás, umístěný podél hromady. Před shrnovacím řetězem je umístěna shrnovací brána, a to buď na jedné nebo na obou stranách (pro oba směry postupu odběru materiálu). Zároveň plynule pojíždí celý most v podélném směru, čímž jsou naplňována hřebla hřeblového dopravníku.



**Obr. 3.5** Mostový shrnovač [9]

*Diskový shrnovač* (obr. 3.6) shrnuje celou čelní plochu skládky plynulým rotačním pohybem diskového shrnovače při současném pomalém a plynulém pojezdu celého zařízení. Skládá se z 24 ramen a kruhového lemu na okraji. Disková konstrukce je sklopena přibližně o úhel shodný se sypným úhlem skládkovaného materiálu a plynule se otáčí, čímž vynáší materiál k přepadové hraně, kde je umístěn odsunový skládkový dopravník.



**Obr. 3.6** Diskový shrnovač pracující na podélné skládce [9]

### 3.2.2 Boční naběrače a shrnovače

Boční naběrače a shrnovače pracují svými dobývacími orgány kolmo k ose skládky. *Kolesový výložníkový naběrač* (obr. 3.7) má výškově stavitelný výložník s rotujícím kolesem, které odebírá z horní části hromady materiál a předává jej na výložníkový dopravní pás a od-



tud na odsunový skládkový dopravník. Odběr probíhá bočně po lávkách o výšce odpovídající asi polovině průměru kola.



**Obr. 3.7** Kolesový výložníkový naběrač ZNKK 13/8/32 fy PRODECO [17]

U *bočního shrnovače* (obr. 3.8) je materiál z hromady shrnován hřebly, a to z boku hromady směrem dolů k odsunovanému pásu, který je umístěn u paty hromady podél celé skládky. Shrnováč pojíždí na kolejnicovém podvozku podél hromady.



**Obr. 3.8** Boční shrnováč FAM [11]

Konstrukčně podobný je *poloportálový shrnováč* (obr. 3.9) liší v řešení nosné konstrukce vodiče shrnovacího řetězu, která je umístěna na kolejnicovém podvozku v různé úrovni po obou stranách hromady. Rozpětí poloportálu je úměrné délce vodiče shrnovacího řetězu.



**Obr. 3.9** Poloportálový shrnovač SCHADE [10]

Postup shrnování u *portálového shrnovače* (obr. 3.10) je stejný jako u poloportálového shrnovače, konstrukce se liší uložením pojezdů ve stejné úrovni, u paty hromady. Pro větší šířky hromady je shrnovač vybaven dalším pomocným shrnovacím řetězem umístěným na opačné straně hromady, než je odsunový pás. Jeho úkolem je dopravit materiál ke špičce hlavního shrnovacího řetězu.

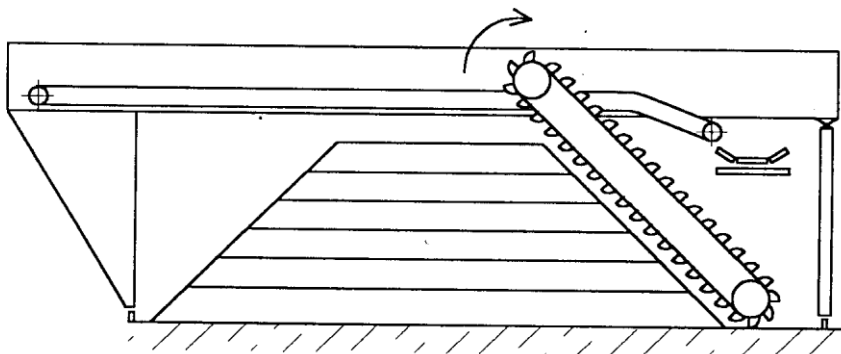


**Obr. 3.10** Portálový shrnovač SCHADE [10]

Posledním typem stroje je *portálový korečkový naběrač* (obr. 3.11) materiál je z hromady nabírán korečky a předáván na dopravní pás umístěný v konstrukci mostu a dále pak na odsu-



nový skládkový pás umístěný podél celé hromady. Při odebírání materiálu pojíždí plynule celý portál podél hromady.



**Obr. 3.11** Portálový korečkový naběrač

## **4 NÁVRH POHONU POJEZDU SKLÁDKOVÉHO STROJE**

### **4.1 NÁVRH POHONU S OHLEDEM NA PRACOVNÍ PODMÍNKY**

#### **Pracovní podmínky**

Boční shrnovač pracuje při občasném provozu v otevřené hale, při teplotách od -30 do +40 °C a při relativní vlhkosti vzduchu venkovního prostředí. Stroj se bude pohybovat ve dvou různých rychlostech a to při přemísťování a při shrnování. Stroj často pracuje v prašném prostředí, které má neblahý vliv na funkčnost pohonu stroje. Z tohoto důvodu je pohon navrhnout tak, aby se zamezilo přístupu nečistot z ovzduší. Pohon pojezdu bude upevněn pomocí svařované konzoly k podvozku dolní stavby skládkového stroje. Dolní stavba stroje pojíždí po kolejnici na dvou pojezdových kolech z nichž jedno bude hnáno navrhnutým pohonem. Příkon elektromotoru je 3 kW.

#### **Návrh pohonu**

S ohledem na pracovní podmínky a konstrukční hledisko volím plochou čelní převodovku s třífázový asynchronním motorem a brzdou od firmy NORD [13].



**Obr. 4.1** Převodová skříň čelní od firmy NORD [13]

#### **Parametry převodové skříně**

Moment	110 – 100 000 [ $N \cdot m$ ]
Výkon	0,12 – 200 [ $kW$ ]
Převod	4.03: 1 – 6616.79: 1
Účinnost	> 95 [%]

## **4.2 STANOVENÍ PARAMETRŮ POHONU POJEZDU STROJE**

Parametry pohonu pojezdu stroje vypočítáme pomocí hodnot stanovených v katalogu výrobce NORD.

#### **Hodnoty z katalogu**

Příkon	$P_1 = 3[kW]$
Výstupní otáčky	$n_2 = 3,7[min^{-1}]$
Výstupní krouticí moment	$M_2 = 7743[N \cdot m]$

#### **Stanovení parametrů**

Minimální výstupní výkon z elektromotoru

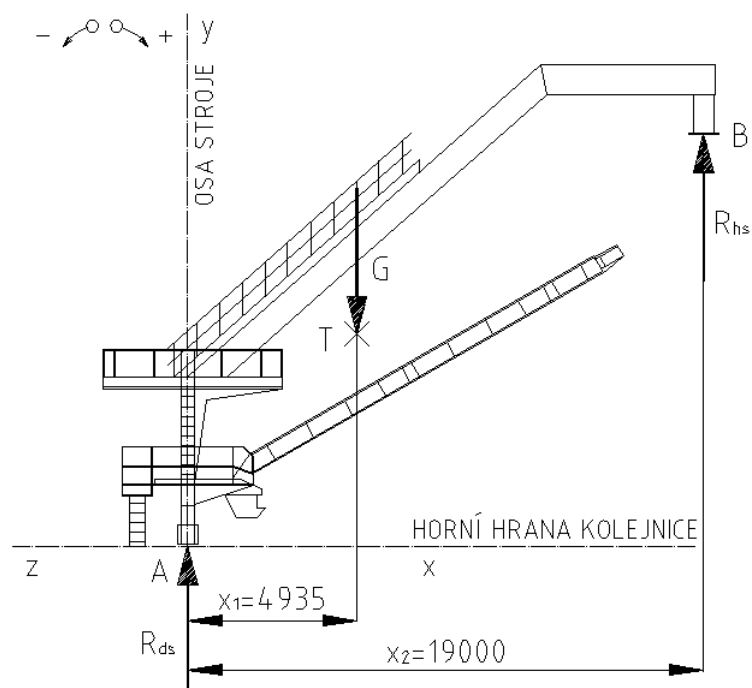
$$P_1 = \frac{P}{\eta} \Rightarrow P = P_1 \cdot \eta = 3 \cdot 0,95 = 2,85[kW] \quad (1)$$

kde:

$\eta$  [%]                      účinnost pohonu, [13]

#### **Stanovení maximálního kroutícího momentu**

Maximální krouticí moment zjistíme z podmínky neproklouznutí kola. K této kontrole potřebujeme stanovit sílu, která zatěžuje hnací kolo tedy sílu  $R_1$ .



**Obr. 4.2** Schéma zatížení bočního shrnovače, pohled z boku

Zatížení celého stroje

$$G = m \cdot g = 62000 \cdot 9,81 = 608220[N] \quad (2)$$

kde:

$m$  [kg] hmotnost stroje, [12]

$g$  [ $m \cdot s^{-2}$ ] gravitační zrychlení

Výpočet reakce působící na horní stavbu

$$\sum M_A = 0 \quad (3)$$

$$-R_{hs} \cdot x_2 + G \cdot x_1 = 0 \Rightarrow R_{hs}$$

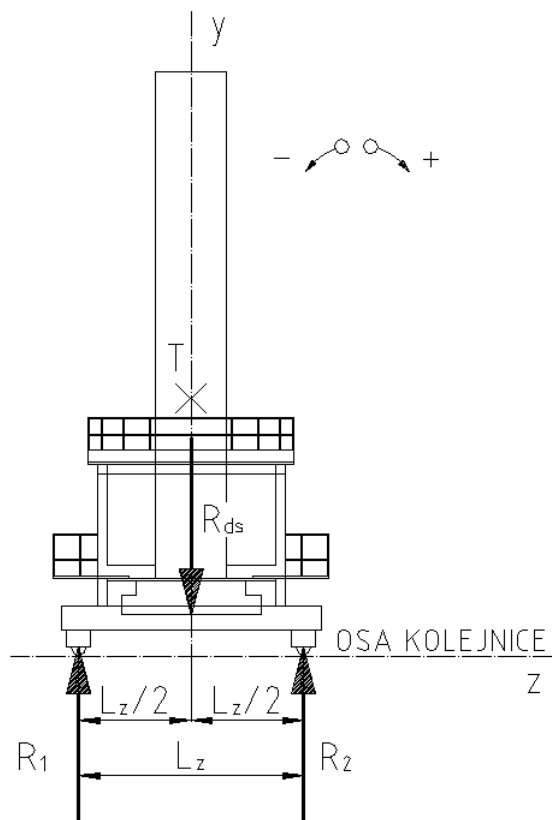
$$R_{hs} = \frac{G \cdot x_1}{x_2} = \frac{608220 \cdot 4935}{19000} = 157977,142[N]$$

Výpočet reakce působící na dolní stavbu

$$\sum M_B = 0 \quad (4)$$

$$R_{ds} \cdot x_2 - G \cdot (x_2 - x_1) = 0 \Rightarrow R_{ds}$$

$$R_{ds} = \frac{G \cdot (x_2 - x_1)}{x_2} = \frac{608220 \cdot (19000 - 4935)}{19000} = 450242,856[N]$$



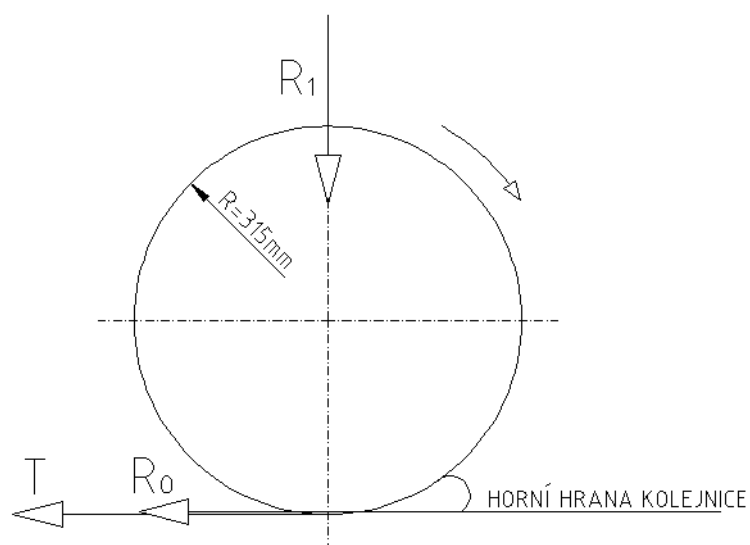
**Obr. 4.3** Schéma zatížení bočního shrnovače, pohled zepředu

Výpočet reakcí působící v pojezdových kolech

$$R_1 = R_2 = \frac{R_{ds}}{2} = \frac{450242,856}{2} = 225121,428[N] \quad (5)$$

Výpočet reakcí v ložiscích hnacího pojezdového kola

$$R_{LL} = R_{LP} = \frac{R_1}{2} = \frac{225121,428}{2} = 112560,714[N] \quad (6)$$



**Obr. 4.4** Hnací pojezdové kolo s odpory při valení

**Podmínka neproklouznutí**

$$R_0 < T$$

(7)

$$R_1 \cdot f < R_1 \cdot \mu$$

$$R_1 \cdot \frac{\xi}{R} < R_1 \cdot \mu$$

$$225121,428 \cdot \frac{0,45}{315} < 225121,428 \cdot 0,15$$

$$321,602[N] < 33768,214[N] \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

$R_0$	[N]	síla odporu tření
$T$	[N]	síla valivého odporu
$f$	[–]	součinitel adheze
$\mu$	[–]	součinitel smykového tření, tab. 4.1
$\xi$	[mm]	odpor při valení, tab. 4.2
$R$	[mm]	poloměr hnacího pojezdového kola

**Tab. 4.1** Součinitele smykového tření [1]

Materiál třecích ploch	Za klidu $\mu_0$		Za pohybu $\mu$	
	suché	mazáno	suché	mazáno
ocel – ocel	0,15 až 0,20	0,10 až 0,12	0,10 až 0,20	0,03 až 0,09
ocel – litina	0,20 až 0,30	0,13 až 0,27	0,17 až 0,18	0,05 až 0,10
ocel – bronz	0,11 až 0,15	0,10 až 0,20	0,10 až 0,15	0,005 až 0,008
litina – litina	0,25	0,16 až 0,18	0,15	0,07 až 0,15
litina – bronz	0,25	0,08	0,15 až 0,20	0,07 až 0,15
bronz – bronz	0,25	0,10 až 0,11	0,20	0,06 až 0,12
kůže – litina	0,30 až 0,60	0,12 až 0,15	0,40 až 0,60	0,12 až 0,15
pryž – asfalt	0,50 až 0,70	-	0,60 až 0,80	0,10 až 0,15
ferodo – litina	0,60 až 0,70	-	0,20 až 0,40	-
ferodo – ocel	-	-	0,50 až 0,60	0,30 až 0,50
tvrzená tkanina – ocel	-	-	0,25 až 0,40	0,03 až 0,12
polyamid – ocel	-	-	0,20 až 0,45	0,04 až 0,20
polyvinylchlorid - ocel	-	-	0,60	-

**Tab. 4.2** Odpor při valení [1]

Materiál stykových ploch	Rameno valivého odporu $\xi$ (mm)
nekalená ocel – nekalená ocel	0,05 až 0,06
kalená ocel – kalená ocel (valivá ložiska)	0,001 až 0,005
litina – litina	0,005 až 0,006
ocelové kolo – kolejnice	0,4 až 0,5
pneumatika – beton	1,5 až 2,5
pneumatika - asfalt	2,5 až 4,5

Maximální krouticí moment

$$M_{Kmax} = (R_O + T) \cdot R = (321,602 + 33768,214) \cdot 315 = 10738292,040 [N \cdot mm] \quad (8)$$

$$M_{Kmax} = 10738,292 [N \cdot m]$$

Výstupní krouticí moment navrženého pohonu musí být menší než vypočtený krouticí moment maximální.

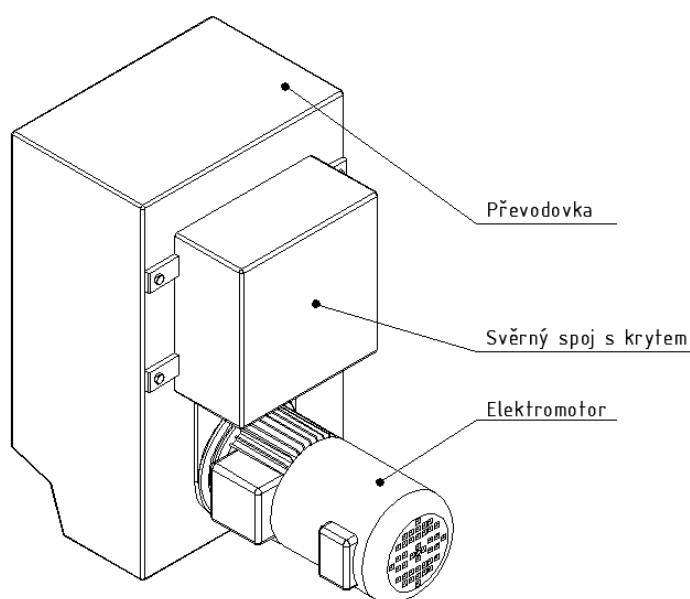
Výstupní krouticí moment u navrženého motoru

$$M_2 = 7743 [N \cdot m] < M_{Kmax} = 10738,292 [N \cdot m] \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

#### 4.3 VÝBĚR A SPECIFIKACE POHONU OD FIRMY NORD

Podle výstupního krouticího moment volím převodovku z katalogu firmy NORD s označením:

**SK 8382 AGSH-100 L/40 Bre40 HL SR BSH TF F IG SH IP66**



**Obr. 4.5** Popis navržené převodové skříně

## Specifikace zvoleného pohonu

*Převodovka* – díky paralelnímu vyosení hřídelí umožňuje menší vestavbové rozměry a násuvné provedení s dutou hřídelí pro přímé nasunutí na hnací hřídel stroje. Tyto čelní ploché převodovky jsou dvou a tří stupňového provedení vyráběny vždy v jedné skříni.

*Svěrný spoj* – je použit pro snadnější montáž u převodovek s dutou hřídelí. Délka čepu hřídele, který je zasunut v duté hřídeli převodovky, musí být shodná s délkou duté hřídele. Materiál čepu hřídele musí mít minimální mez kluzu  $R_e = 306 \text{ MPa}$ , aby mohl být vytvořen dostatečný tlak k přenosu třením a nevznikaly trvalé plastické deformace.

*Elektromotor* – uzavřený asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko a s vlastním chlazením.

## Vysvětlení značení a symbolik asynchronního elektromotoru

ozn. SK 8382 AGSH-100 L/40 Bre40 HL SR BSH TF F IG1 SH IP66

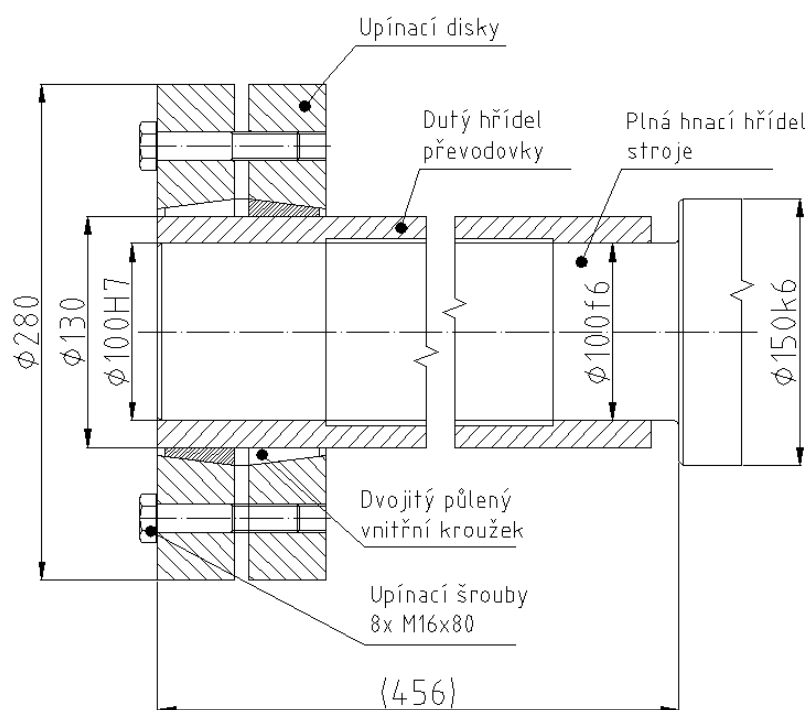
83	plochá čelní převodovka, 3 – stupňová
82	dutá hřídel
A	silentblok
G	axiální zajištění
S	kryt svěrného spoje
H	kryt rotujícího hřídele
100	osový výška
L	písmeno specifického výkonu
4	počet pólů
Bre 40	brzda ( $40[N \cdot m]$ )
HL	ruční odbrždění
SR	prachotěsné a antikorozi provedení
TF	teplotní čidlo, termistor
F	cizí chlazení
IG1	inkrementální čidlo otáček, 1024 impulsů
SH	antikondenzační vyhřívání
IP66	typ krytí

## 5 ULOŽENÍ A KONTROLA HNACÍ HŘÍDELE STROJE

### 5.1 NÁVRH ULOŽENÍ HNACÍHO HŘÍDELE HNACÍHO KOLA DO PŘEVODOVKY

#### Technický popis

Podle výrobce zvolené převodovky bude hnací hřídel zasunut do duté hřídele, kterou převodovka obsahuje. Uchycení duté hřídele a hnací hřídele stroje bude zajišťovat svěrný spoj, který vytvoří dostatečný tlak k přenosu kroutící momentu pomocí tření. Svěrný spoj se skládá ze dvou upínacích disků s vloženým dvojitě půleným vnitřním kroužkem, které jsou sevřené pomocí osmi šroubů velikosti M 16 a délky 80 mm.



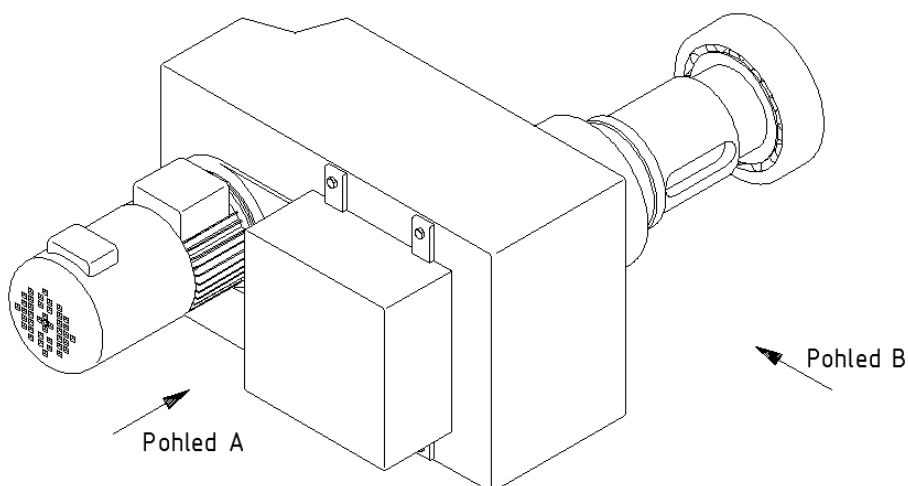
Obr. 5.1 Schéma uložení hnacího hřídele hnacího kola do převodovky

### 5.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA HNACÍ HŘÍDELE

Prvním krokem pevnostní kontroly je náčrt hřídele s průběhy ohybových momentů a průběhy kroutících momentů. Dále vytipujeme na hřídeli kritická místa a provedeme statickou a dynamickou kontrolu. Nakonec stanovíme výslednou bezpečnost pro všechna kritická místa.

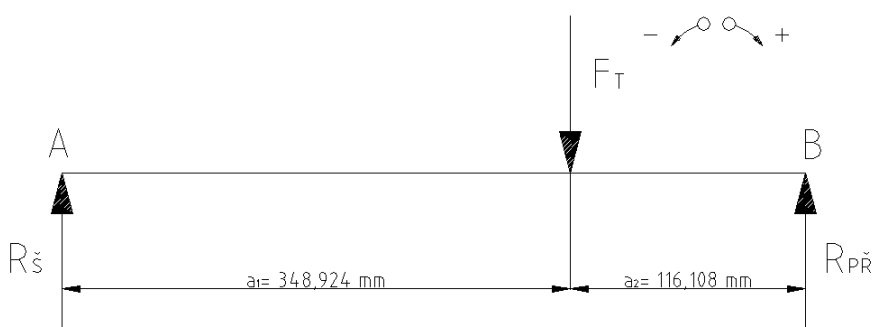


### 5.2.1 VÝPOČET ZÁTĚŽNÝCH SIL



**Obr. 5.2** Model převodové skříně a hnacího hřídele

#### Pohled A



**Obr. 5.3** Schéma zatížení převodové skříně z pohledu A

Výpočet reakce zatížení hnací hřídele od převodové skříně

$$\sum M_A = 0 \quad (9)$$

$$F_T \cdot a_1 - R_{př} \cdot (a_1 + a_2) = 0 \Rightarrow R_{př}$$

$$R_{př} = \frac{F_T \cdot a_1}{(a_1 + a_2)} = \frac{3884,760 \cdot 348,924}{(348,924 + 116,108)} = 2914,823[N]$$

kde:

$a, b$  [mm] vzdálenosti od působíště síly těžiště

Působíště těžiště převodové skříně zjištěno z programu Autodesk Inventor Professional 2010

Výpočet síly působící v těžišti převodové skříně

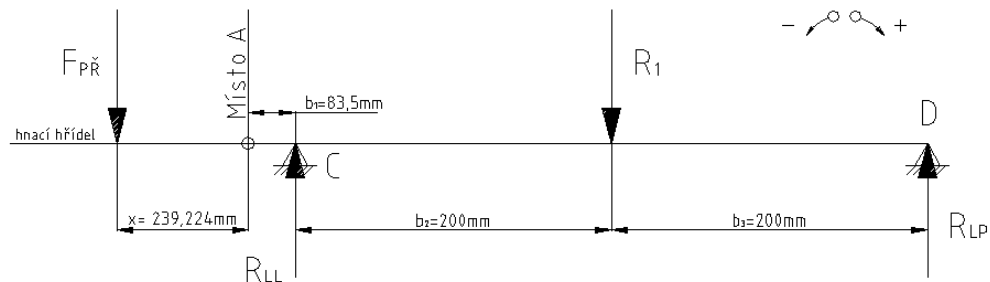
$$F_T = m_{př} \cdot g = 396 \cdot 9,81 = 3884,760[N] \quad (10)$$

kde:

$m_{PŘ}$  [kg] hmotnost převodové skříně, [12]

$g$  [ $m \cdot s^{-2}$ ] gravitační zrychlení

### Pohled B



**Obr. 5.4** Schéma zatížení převodové skříně z pohledu B

Výpočet reakcí v ložiscích

$$\sum M_C = 0 \quad (11)$$

$$-F_{PŘ} \cdot (x + b_1) + R_1 \cdot b_2 - R_{LP} \cdot (b_2 + b_3) = 0 \Rightarrow R_{LP}$$

$$R_{LP} = \frac{-F_{PŘ} \cdot (x + b_1) + R_1 \cdot c}{(b_2 + b_3)} = \frac{-2914,823 \cdot (239,224 + 83,5) + 225121,428 \cdot 200}{(200 + 200)} =$$

$$R_{LP} = 110209,006[N]$$

$$\sum M_D = 0 \quad (12)$$

$$-F_{PŘ} \cdot (x + b_1 + b_2 + b_3) + R_{LL} \cdot (b_2 + b_3) - R_1 \cdot b_3 = 0 \Rightarrow R_{LL}$$

$$R_{LL} = \frac{F_{PŘ} \cdot (x + b_1 + b_2 + b_3) + R_1 \cdot b_3}{(b_2 + b_3)} =$$

$$R_{LL} = \frac{2914,823 \cdot (239,224 + 83,5 + 200 + 200) + 225121,428 \cdot 200}{(200 + 200)} =$$

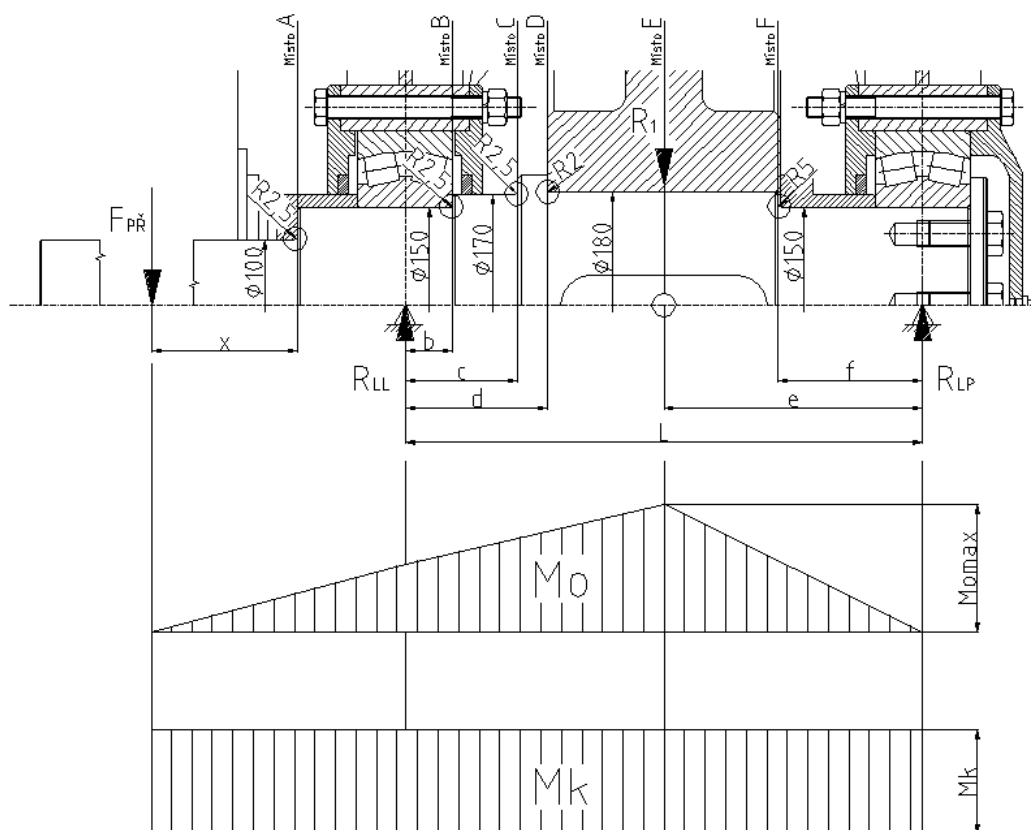
$$R_{LL} = 117827,245[N]$$

kde:

$b_1, b_2, b_3, x$  [mm] vzdálenosti od působíště sil a reakcí

## 5.2.2 STATICKÁ KONTROLA

Ke kontrole jsou zvolena kritická místa, která se jeví jako možný zdroj poruchy. Místa jsou označena na následujícím schématu.



**Obr. 5.5** Zatížení hnací hřídele s označenými kritickými místy

### Místo A:

*Ohyb*

Ohybový moment v místě A

$$M_{OA} = F_{PŘ} \cdot x = 2914,823 \cdot 239,224 = 697295,617 [N \cdot mm] \quad (13)$$

kde:

$F_{PŘ}$  [N] síla zatěžující hřídel od tíhy převodovky

Jmenovité ohybové napětí

$$\sigma_{OA} = \frac{M_{OA}}{W_{OA}} = \frac{697295,617}{98174,770} = 7,103 [MPa] \quad (14)$$

Průřezový modul v ohybu v průřezu A

$$W_{OA} = \frac{\pi \cdot d_A^3}{32} = \frac{\pi \cdot 100^3}{32} = 98174,770 [mm^3] \quad (15)$$

*Krut*

Jmenovité smykové napětí

$$\tau_{kA} = \frac{M_{kV}}{W_{kA}} = \frac{7743 \cdot 10^3}{196349,541} = 39,435 [MPa] \quad (16)$$

kde:

$M_{kV}$  [N · m] maximální kroutící moment, [12]

Průřezový modul v krutu v průřezu A

$$W_{kA} = \frac{\pi \cdot d_A^3}{16} = \frac{\pi \cdot 100^3}{16} = 196349,541 [mm^3] \quad (17)$$

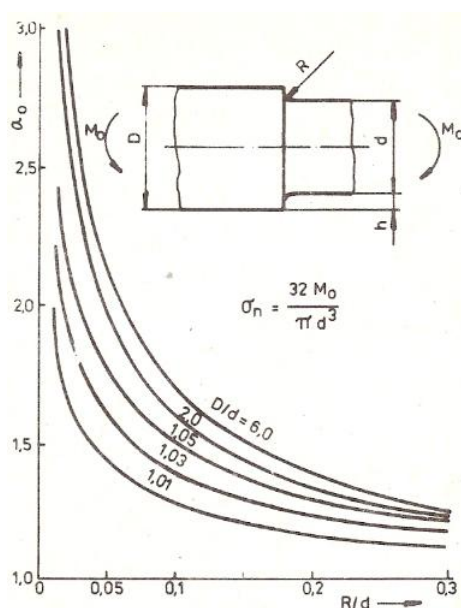
Maximální redukované napětí v místě A

$$\sigma_{redA} = \sqrt{(\sigma_{OA} \cdot \alpha_{\sigma_{OA}})^2 + 3 \cdot (\tau_A \cdot \alpha_{\tau_A})^2} = \sqrt{(7,103 \cdot 2,3)^2 + 3 \cdot (11,684 \cdot 1,9)^2} = \quad (18)$$

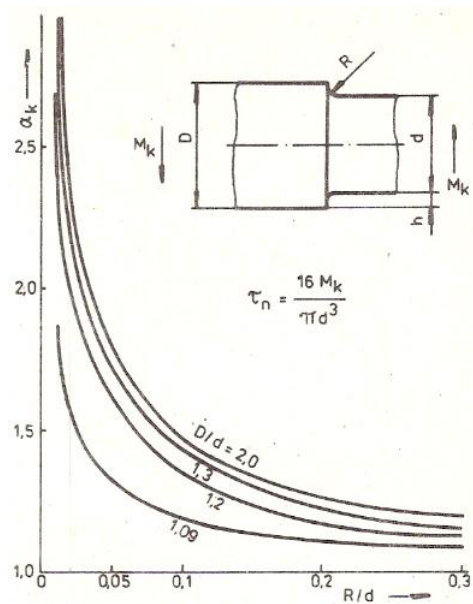
$$\sigma_{redA} = 41,777 [MPa]$$

kde:

$\alpha_{\sigma_{OA}}, \alpha_{\tau_A}$  - hodnoty tvarových součinitelů, obr. 5.6 a obr. 5.7



**Obr. 5.6** Tvarový součinitel  $\alpha_{\sigma_0}$  hřídele v osazení, ohyb [4]



**Obr. 5.7** Tvarový součinitel  $\alpha_\tau$  hřídele v osazení hřídele, krut [4]

#### Součinitel statické bezpečnosti v místě A

$$k_{SA} = \frac{Re}{\sigma_{redA}} = \frac{400}{41,777} = 9,574[-] \geq 1,5[-] \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (19)$$

kde:

$Re$  [MPa] mez kluzu,  $Re = 284 - 588$  [MPa], [1]

#### Místo B:

Ohyb

Ohybový moment v místě B

$$M_{OB} = R_{LL} \cdot b = 117827,245 \cdot 36,5 = 4300694,443 [N \cdot mm] \quad (20)$$

Jmenovité ohybové napětí

$$\sigma_{OB} = \frac{M_{OB}}{W_{OB}} = \frac{4300694,443}{331339,850} = 12,980 [MPa] \quad (21)$$

Průřezový modul v ohybu v průřezu B

$$W_{OB} = \frac{\pi \cdot d_B^3}{32} = \frac{\pi \cdot 150^3}{32} = 331339,850 [mm^3] \quad (22)$$

Krut

Jmenovité smykové napětí

$$\tau_{kB} = \frac{M_{kV}}{W_{kB}} = \frac{7743 \cdot 10^3}{662679,700} = 11,684 [MPa] \quad (23)$$

kde:

$M_{kV}$  [N · m] maximální kroutící moment, [12]

Průřezový modul v krutu v průřezu B

$$W_{kB} = \frac{\pi \cdot d_B^3}{16} = \frac{\pi \cdot 150^3}{16} = 662679,700[\text{mm}^3] \quad (24)$$

Maximální redukované napětí v místě B

$$\sigma_{redB} = \sqrt{(\sigma_{OB} \cdot \alpha_{\sigma_{OB}})^2 + 3 \cdot (\tau_B \cdot \alpha_{\tau_B})^2} = \sqrt{(12,980 \cdot 2,2)^2 + 3 \cdot (11,684 \cdot 1,7)^2} = \quad (25)$$

$$\sigma_{redB} = 44,711[\text{MPa}]$$

kde:

$\alpha_{\sigma_{OB}}, \alpha_{\tau_B}$  - hodnoty tvarových součinitelů, obr. 5.6 a obr. 5.7

**Součinitel statické bezpečnosti v místě B**

$$k_{SB} = \frac{Re}{\sigma_{redB}} = \frac{400}{44,711} = 8,946[-] \geq 1,5[-] \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (26)$$

kde:

$Re$  [MPa] mez kluzu,  $Re = 284 - 588 [\text{MPa}]$ , [1]

**Místo C:**

*Ohyb*

Ohybový moment v místě C

$$M_{OC} = R_{LL} \cdot c = 117827,245 \cdot 87 = 10250970,320[\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (27)$$

Jmenovité ohybové napětí

$$\sigma_{OC} = \frac{M_{OC}}{W_{OC}} = \frac{10250970,320}{482332,647} = 21,253[\text{MPa}] \quad (28)$$

Průřezový modul v ohybu v průřezu C

$$W_{OC} = \frac{\pi \cdot d_C^3}{32} = \frac{\pi \cdot 170^3}{32} = 482332,647[\text{mm}^3] \quad (29)$$

*Krut*

Jmenovité smykové napětí

$$\tau_{kC} = \frac{M_{kV}}{W_{kC}} = \frac{7743 \cdot 10^3}{964665,294} = 8,026[\text{MPa}] \quad (30)$$

kde:

$M_{kV}$   $[N \cdot m]$  maximální kroutící moment, [12]

Průřezový modul v krutu v průřezu C

$$W_{kC} = \frac{\pi \cdot d_C^3}{16} = \frac{\pi \cdot 170^3}{16} = 964665,294 [mm^3] \quad (31)$$

Maximální redukované napětí v místě C

$$\sigma_{redC} = \sqrt{(\sigma_{OC} \cdot \alpha_{\sigma_{OC}})^2 + 3 \cdot (\tau_C \cdot \alpha_{\tau_C})^2} = \sqrt{(21,253 \cdot 2,4)^2 + 3 \cdot (8,026 \cdot 1,9)^2} = \quad (32)$$

$$\sigma_{redC} = 57,440 [MPa]$$

kde:

$\alpha_{\sigma_{OC}}, \alpha_{\tau_C}$  - hodnoty tvarových součinitelů, obr. 5.6 a obr. 5.7

**Součinitel statické bezpečnosti v místě C**

$$k_{SC} = \frac{Re}{\sigma_{redC}} = \frac{400}{55,423} = 7,217 [-] \geq 1,5 [-] \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (33)$$

kde:

$Re$   $[MPa]$  mez kluzu,  $Re = 284 - 588 [MPa]$ , [1]

**Místo D:**

*Ohyb*

Ohybový moment v místě D

$$M_{OD} = R_{LL} \cdot d = 117827,245 \cdot 110 = 12960996,950 [N \cdot mm] \quad (34)$$

Jmenovité ohybové napětí

$$\sigma_{OD} = \frac{M_{OD}}{W_{OD}} = \frac{12960996,950}{572555,261} = 22,637 [MPa] \quad (35)$$

Průřezový modul v ohybu v průřezu D

$$W_{OD} = \frac{\pi \cdot d_D^3}{32} = \frac{\pi \cdot 180^3}{32} = 572555,261 [mm^3] \quad (36)$$

*Krut*

Jmenovité smykové napětí

$$\tau_{kD} = \frac{M_{kV}}{W_{kD}} = \frac{7743 \cdot 10^3}{1145110,522} = 6,762 [MPa] \quad (37)$$

kde:

$M_{kV}$   $[N \cdot m]$  maximální kroutící moment, [12]

Průřezový modul v krutu v průřezu D

$$W_{kD} = \frac{\pi \cdot d_D^3}{16} = \frac{\pi \cdot 180^3}{16} = 1145110,522[mm^3] \quad (38)$$

Maximální redukované napětí v místě D

$$\sigma_{redD} = \sqrt{(\sigma_{OD} \cdot \alpha_{\sigma_{OD}})^2 + 3 \cdot (\tau_D \cdot \alpha_{\tau_D})^2} = \sqrt{(22,637 \cdot 2,8)^2 + 3 \cdot (6,762 \cdot 1,9)^2} = \quad (39)$$

$$\sigma_{redD} = 67,176[MPa]$$

kde:

$\alpha_{\sigma_{OD}}, \alpha_{\tau_D}$  - hodnoty tvarových součinitelů, obr. 5.6 a obr. 5.7

**Součinitel statické bezpečnosti v místě D**

$$k_{SD} = \frac{Re}{\sigma_{redD}} = \frac{400}{64,509} = 6,201[-] \geq 1,5[-] \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (40)$$

kde:

$Re$  [MPa] mez kluzu,  $Re = 284 - 588$  [MPa], [1]

**Místo E:**

*Ohyb*

Ohybový moment v místě E

$$M_{OE} = R_{LP} \cdot e = 110209,006 \cdot 200 = 22041801,200[N \cdot mm] \quad (41)$$

Jmenovité ohybové napětí

$$\sigma_{OE} = \frac{M_{OE}}{W_{OE}} = \frac{22041801,200}{365590,573} = 60,290[MPa] \quad (42)$$

Průřezový modul v ohybu v průřezu E

$$W_{OE} = \frac{\pi \cdot d_E^3}{32} = \frac{\pi \cdot 155^3}{32} = 365590,573[mm^3] \quad (43)$$

Velikost  $d_E$

$$d_E = d - t = 180 - 25 = 155[mm] \quad (44)$$

kde:

$d$  [mm] průměr hřídele s drážkou pro pero

$t$  [mm] hloubka drážky v hřídeli, [1]

*Krut*

Jmenovité smykové napětí

$$\tau_{kE} = \frac{M_{kV}}{W_{kE}} = \frac{7743 \cdot 10^3}{731181,146} = 10,590[MPa] \quad (45)$$



kde:

$M_{kV}$   $[N \cdot m]$  maximální kroutící moment, [12]

Průřezový modul v krutu v průřezu E

$$W_{kE} = \frac{\pi \cdot d_E^3}{16} = \frac{\pi \cdot 155^3}{16} = 731181,146 [mm^3] \quad (46)$$

Maximální redukované napětí v místě E

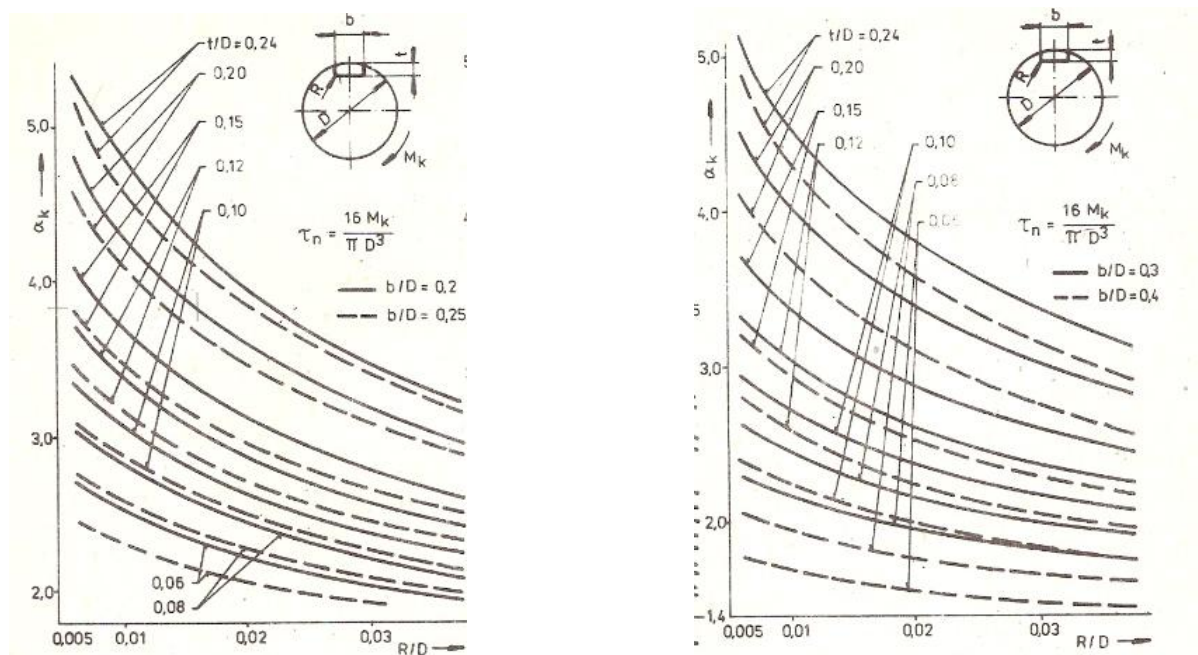
$$\sigma_{redE} = \sqrt{(\sigma_{OE} \cdot \alpha_{\sigma_{OE}})^2 + 3 \cdot (\tau_E \cdot \alpha_{\tau_E})^2} = \sqrt{(60,290 \cdot 1,75)^2 + 3 \cdot (10,590 \cdot 3,4)^2} = \quad (47)$$

$$\sigma_{redE} = 122,561 [MPa]$$

kde:

$\alpha_{\tau_E}$  - hodnota tvarového součinitele v krutu, obr. 5.8

$\alpha_{\sigma_{OE}}$  - grafy pro získání součinitele v ohybu neexistují, volba  $\alpha_{\sigma_{OE}} = 1,7 \div 2$



Obr. 5.8 Tvarový součinitel  $\alpha_{\tau}$  pro hřídel s drážkou pro pero, krut [4]

**Součinitel statické bezpečnosti v místě E**

$$k_{SE} = \frac{Re}{\sigma_{redE}} = \frac{400}{122,561} = 3,263 [-] \geq 1,5 [-] \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (48)$$

kde:

$Re$   $[MPa]$  mez kluzu,  $Re = 284 - 588 [MPa]$ , [1]

### Místo F:

*Ohyb*

Ohybový moment v místě F

$$M_{OF} = R_{LP} \cdot f = 110209,006 \cdot 112 = 12343408,670 [N \cdot mm] \quad (49)$$

Jmenovité ohybové napětí

$$\sigma_{OF} = \frac{M_{OF}}{W_{OF}} = \frac{12343408,670}{331339,850} = 37,253 [MPa] \quad (50)$$

Průřezový modul v ohybu v průřezu F

$$W_{OF} = \frac{\pi \cdot d_F^3}{32} = \frac{\pi \cdot 150^3}{32} = 331339,850 [mm^3] \quad (51)$$

*Krut*

Jmenovité smykové napětí

$$\tau_{kF} = \frac{M_{kV}}{W_{kF}} = \frac{7743 \cdot 10^3}{662679,700} = 11,684 [MPa] \quad (52)$$

kde:

$M_{kV}$  [N · m] maximální kroutící moment, [12]

Průřezový modul v krutu v průřezu F

$$W_{kF} = \frac{\pi \cdot d_F^3}{16} = \frac{\pi \cdot 150^3}{16} = 662679,700 [mm^3] \quad (53)$$

Maximální redukované napětí v místě F

$$\sigma_{redF} = \sqrt{(\sigma_{OF} \cdot \alpha_{\sigma_{OF}})^2 + 3 \cdot (\tau_F \cdot \alpha_{\tau_F})^2} = \sqrt{(37,253 \cdot 2,1)^2 + 3 \cdot (11,684 \cdot 1,9)^2} = \quad (54)$$

$$\sigma_{redF} = 87,169 [MPa]$$

kde:

$\alpha_{\sigma_{OF}}, \alpha_{\tau_F}$  - hodnoty tvarových součinitelů, obr. 5.6 a obr. 5.7

### Součinitel statické bezpečnosti v místě F

$$k_{SF} = \frac{Re}{\sigma_{redF}} = \frac{400}{87,169} = 4,589 [-] \geq 1,5 [-] \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (55)$$

kde:

$Re$  [MPa] mez kluzu,  $Re = 284 - 588 [MPa]$ , [1]

### 5.2.3 DYNAMICKÁ KONTROLA

**Místo A:**

**Dynamická bezpečnost v ohybu v místě A**

$$k_{\sigma A} = \frac{\sigma_{CoA}^*}{\sigma_{oA}} = \frac{102,704}{7,103} = 14,459[-] \quad (56)$$

Jmenovité napětí v ohybu v místě A

$$\sigma_{oA} = \frac{M_{oA}}{W_{oA}} = \frac{697295,617}{98174,770} = 7,103[MPa] \quad (14)$$

Ohybový moment v místě A

$$M_{oA} = F_{P\dot{R}} \cdot x = 2914,823 \cdot 239,224 = 697295,617[N \cdot mm] \quad (13)$$

Průřezový modul v ohybu v průřezu A

$$W_{oA} = \frac{\pi \cdot d_A^3}{32} = \frac{\pi \cdot 100^3}{32} = 98174,770[mm^3] \quad (15)$$

Skutečná mez únavy

$$\sigma_{CoA}^* = \sigma_{CoA} \cdot \frac{\eta_P \cdot \varepsilon_\sigma}{\beta_\sigma} = 343 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,7}{2,104} = 102,704[MPa] \quad (57)$$

Mez únavy podle empirických vzorců

$$\sigma_{CoA} = 0,49 \cdot R_m = 0,49 \cdot 700 = 343[MPa] \quad (58)$$

kde:

$R_m$  [MPa] mez pevnosti,  $R_m = 412 - 745$  [MPa], [1]

$\eta_P$  [-] součinitel vlivu jakosti povrchu, obr. 5.9

$\varepsilon_\sigma$  [-] součinitel vlivu velikosti součásti, obr. 5.10

Vrubový součinitel v místě A podle Neubergera

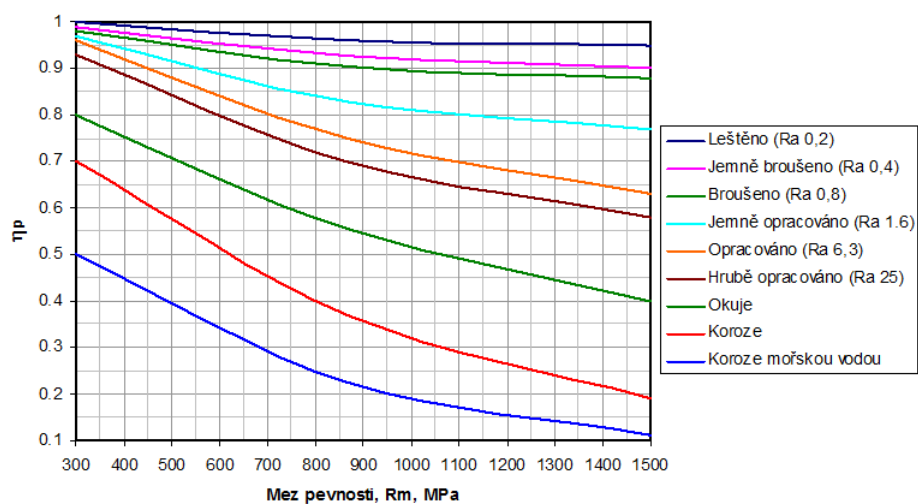
$$\beta_\sigma = 1 + \frac{\alpha_{\sigma oA} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_A}}} = 1 + \frac{2,3 - 1}{1 + \frac{0,28}{\sqrt{2,5}}} = 2,104[-] \quad (59)$$

kde:

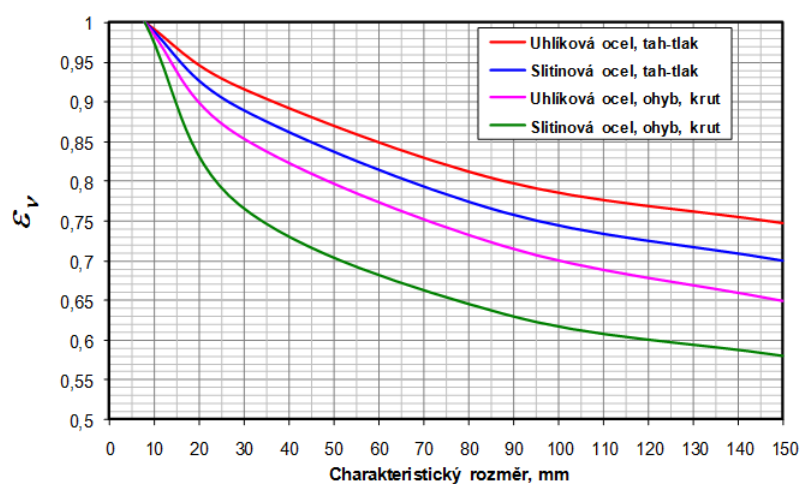
$\alpha_{\sigma oA}$  [-] tvarový součinitel osazení v ohybu, obr. 5.6

$\sqrt{A}$  [mm] Neuberova konstanta vrubové citlivosti, obr. 5.11

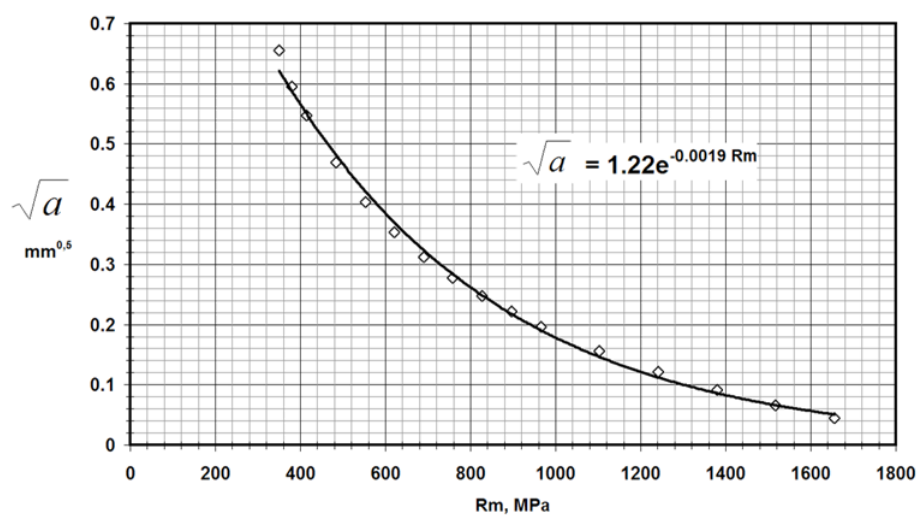
$\rho_A$  [mm] poloměr vrubu v místě A



**Obr. 5.9** Diagram součinitele jakosti povrchu  $\eta_p$  [8]



**Obr. 5.10** Diagram součinitele velikosti  $\epsilon_\sigma$  [8]



**Obr. 5.11** Diagram Neuberovy konstanty  $\sqrt{A}$  materiálu [8]

### Statická bezpečnost v krutu v místě A

$$k_{\tau A} = \frac{0,577 \cdot Re}{\tau_{kA}} = \frac{0,577 \cdot 400}{39,435} = 5,853[-] \quad (60)$$

Jmenovité smykové napětí

$$\tau_{kA} = \frac{M_{kV}}{W_{kA}} = \frac{7743 \cdot 10^3}{196349,541} = 39,435[MPa] \quad (16)$$

kde:

$M_{kV}$  [N · m] maximální krouticí moment, [12]

Průřezový modul v krutu v průřezu A

$$W_{kA} = \frac{\pi \cdot d_A^3}{16} = \frac{\pi \cdot 100^3}{16} = 196349,541[mm^3] \quad (17)$$

### Výsledná bezpečnost v místě A

$$k_A = \frac{k_{\sigma A} \cdot k_{\tau A}}{\sqrt{k_{\sigma A}^2 + k_{\tau A}^2}} = \frac{14,459 \cdot 5,853}{\sqrt{14,459^2 + 5,853^2}} = 5,425[-] \geq 1,3[-] \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (61)$$

### Místo B:

#### Dynamická bezpečnost v ohybu v místě B

$$k_{\sigma B} = \frac{\sigma_{CoB}^*}{\sigma_{OB}} = \frac{100,912}{12,980} = 7,774[-] \quad (56)$$

Ohybový moment v místě B

$$M_{OB} = R_{LL} \cdot b = 117827,245 \cdot 36,5 = 4300694,443[N \cdot mm] \quad (20)$$

Jmenovité ohybové napětí

$$\sigma_{OB} = \frac{M_{OB}}{W_{OB}} = \frac{4300694,443}{331339,850} = 12,980[MPa] \quad (21)$$

Průřezový modul v ohybu v průřezu B

$$W_{OB} = \frac{\pi \cdot d_B^3}{32} = \frac{\pi \cdot 150^3}{32} = 331339,850[mm^3] \quad (22)$$

Skutečná mez únavy

$$\sigma_{CoB}^* = \sigma_{CoB} \cdot \frac{\eta_P \cdot \varepsilon_\sigma}{\beta_\sigma} = 343 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,66}{2,019} = 100,912[MPa] \quad (57)$$

Mez únavy podle empirických vzorců

$$\sigma_{CoB} = 0,49 \cdot R_m = 0,49 \cdot 700 = 343[MPa] \quad (58)$$

kde:

$R_m$  [MPa] mez pevnosti,  $R_m = 412 - 745$  [MPa], [1]

$\eta_P$  [-] součinitel vlivu jakosti povrchu, obr. 5.9

$\varepsilon_\sigma$  [–] součinitel vlivu velikosti součásti, obr. 5.10

Vrubový součinitel v místě B podle Neubergera

$$\beta_\sigma = 1 + \frac{\alpha_{\sigma_{OB}} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_B}}} = 1 + \frac{2,2 - 1}{1 + \frac{0,28}{\sqrt{2,5}}} = 2,019[-] \quad (59)$$

kde:

$\alpha_{\sigma_{OB}}$  [–] tvarový součinitel osazení v ohybu, obr. 5.6

$\sqrt{A}$  [mm] Neubergerova konstanta vrubové citlivosti, obr. 5.11

$\rho_B$  [mm] poloměr vrubu v místě B

### Statická bezpečnost v krutu v místě B

$$k_{\tau B} = \frac{0,577 \cdot Re}{\tau_{kB}} = \frac{0,577 \cdot 400}{11,684} = 19,753[-] \quad (60)$$

Jmenovité smykové napětí

$$\tau_{kB} = \frac{M_{kV}}{W_{kB}} = \frac{7743 \cdot 10^3}{662679,700} = 11,684[MPa] \quad (23)$$

kde:

$M_{kV}$  [N · m] maximální krouticí moment, [12]

Průřezový modul v krutu v průřezu B

$$W_{kB} = \frac{\pi \cdot d_B^3}{16} = \frac{\pi \cdot 150^3}{16} = 662679,700[mm^3] \quad (24)$$

### Výsledná bezpečnost v místě B

$$k_B = \frac{k_{\sigma B} \cdot k_{\tau B}}{\sqrt{k_{\sigma B}^2 + k_{\tau B}^2}} = \frac{7,774 \cdot 19,753}{\sqrt{7,774^2 + 19,753^2}} = 7,234[-] \geq 1,3[-] \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (61)$$

### Místo C:

#### Dynamická bezpečnost v ohybu v místě C

$$k_{\sigma C} = \frac{\sigma_{CoC}^*}{\sigma_{OC}} = \frac{80,665}{21,253} = 3,795[-] \quad (56)$$

Ohybový moment v místě C

$$M_{OC} = R_{LL} \cdot c = 117827,245 \cdot 87 = 10250970,320[N \cdot mm] \quad (27)$$

Jmenovité ohybové napětí

$$\sigma_{OC} = \frac{M_{OC}}{W_{OC}} = \frac{10250970,320}{482332,647} = 21,253[MPa] \quad (28)$$

Průřezový modul v ohybu v průřezu C

$$W_{OC} = \frac{\pi \cdot d_C^3}{32} = \frac{\pi \cdot 170^3}{32} = 482332,647[mm^3] \quad (29)$$

Skutečná mez únavy

$$\sigma_{CoC}^* = \sigma_{CoC} \cdot \frac{\eta_P \cdot \varepsilon_\sigma}{\beta_\sigma} = 343 \cdot \frac{0,78 \cdot 0,66}{2,189} = 80,665[MPa] \quad (57)$$

Mez únavy podle empirických vzorců

$$\sigma_{CoC} = 0,49 \cdot R_m = 0,49 \cdot 700 = 343[MPa] \quad (58)$$

kde:

$R_m$  [MPa] mez pevnosti,  $R_m = 412 - 745$  [MPa], [1]

$\eta_P$  [-] součinitel vlivu jakosti povrchu, obr. 5.9

$\varepsilon_\sigma$  [-] součinitel vlivu velikosti součásti, obr. 5.10

Vrubový součinitel v místě C podle Neubera

$$\beta_\sigma = 1 + \frac{\alpha_{\sigma_{OC}} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_C}}} = 1 + \frac{2,4 - 1}{1 + \frac{0,28}{\sqrt{2,5}}} = 2,189[-] \quad (59)$$

kde:

$\alpha_{\sigma_{OC}}$  [-] tvarový součinitel osazení v ohybu, obr. 5.6

$\sqrt{A}$  [mm] Neuberova konstanta vrubové citlivosti, obr. 5.11

$\rho_C$  [mm] poloměr vrubu v místě C

**Statická bezpečnost v krutu v místě C**

$$k_{\tau C} = \frac{0,577 \cdot Re}{\tau_{kC}} = \frac{0,577 \cdot 400}{8,026} = 28,756[-] \quad (60)$$

Jmenovité smykové napětí

$$\tau_{kC} = \frac{M_{kV}}{W_{kC}} = \frac{7743 \cdot 10^3}{964665,294} = 8,026[MPa] \quad (30)$$

kde:

$M_{kV}$  [N · m] maximální kroutící moment, [12]

Průřezový modul v krutu v průřezu C

$$W_{kC} = \frac{\pi \cdot d_C^3}{16} = \frac{\pi \cdot 170^3}{16} = 964665,294[mm^3] \quad (31)$$

**Výsledná bezpečnost v místě C**

$$k_C = \frac{k_{\sigma C} \cdot k_{\tau C}}{\sqrt{k_{\sigma C}^2 + k_{\tau C}^2}} = \frac{3,795 \cdot 28,756}{\sqrt{3,795^2 + 28,756^2}} = 3,762[-] \geq 1,3[-] \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (61)$$

## Místo D:

### Dynamická bezpečnost v ohybu v místě D

$$k_{\sigma D} = \frac{\sigma_{CoD}^*}{\sigma_{OD}} = \frac{76,907}{22,637} = 3,397[-] \quad (56)$$

Ohybový moment v místě D

$$M_{OD} = R_{LL} \cdot d = 117827,245 \cdot 110 = 12960996,950 [N \cdot mm] \quad (34)$$

Jmenovité ohybové napětí

$$\sigma_{OD} = \frac{M_{OD}}{W_{OD}} = \frac{12960996,950}{572555,261} = 22,637 [MPa] \quad (35)$$

Průřezový modul v ohybu v průřezu D

$$W_{OD} = \frac{\pi \cdot d_D^3}{32} = \frac{\pi \cdot 180^3}{32} = 572555,261 [mm^3] \quad (36)$$

Skutečná mez únavy

$$\sigma_{CoD}^* = \sigma_{CoD} \cdot \frac{\eta_P \cdot \varepsilon_\sigma}{\beta_\sigma} = 343 \cdot \frac{0,85 \cdot 0,66}{2,502} = 76,907 [MPa] \quad (57)$$

Mez únavy podle empirických vzorců

$$\sigma_{CoD} = 0,49 \cdot R_m = 0,49 \cdot 700 = 343 [MPa] \quad (58)$$

kde:

$R_m$  [MPa] mez pevnosti,  $R_m = 412 - 745$  [MPa], [1]

$\eta_P$  [-] součinitel vlivu jakosti povrchu, obr. 5.9

$\varepsilon_\sigma$  [-] součinitel vlivu velikosti součásti, obr. 5.10

Vrubový součinitel v místě D podle Neubera

$$\beta_\sigma = 1 + \frac{\alpha_{\sigma OD} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_D}}} = 1 + \frac{2,8 - 1}{1 + \frac{0,28}{\sqrt{2}}} = 2,502[-] \quad (59)$$

kde:

$\alpha_{\sigma OA}$  [-] tvarový součinitel osazení v ohybu, obr. 5.6

$\sqrt{A}$  [mm] Neuberova konstanta vrubové citlivosti, obr. 5.11

$\rho_D$  [mm] poloměr vrubu v místě D

### Statická bezpečnost v krutu v místě D

$$k_{\tau D} = \frac{0,577 \cdot Re}{\tau_{kD}} = \frac{0,577 \cdot 400}{6,762} = 34,132[-] \quad (60)$$

Jmenovité smykové napětí

$$\tau_{kD} = \frac{M_{kV}}{W_{kD}} = \frac{7743 \cdot 10^3}{1145110,522} = 6,762 [MPa] \quad (37)$$



kde:

$M_{kV}$  [N · m] maximální kroutící moment, [12]

Průřezový modul v krutu v průřezu D

$$W_{kD} = \frac{\pi \cdot d_D^3}{16} = \frac{\pi \cdot 180^3}{16} = 1145110,522[mm^3] \quad (38)$$

**Výsledná bezpečnost v místě D**

$$k_D = \frac{k_{\sigma D} \cdot k_{\tau D}}{\sqrt{k_{\sigma D}^2 + k_{\tau D}^2}} = \frac{3,397 \cdot 34,132}{\sqrt{3,397^2 + 34,132^2}} = 3,380[-] \geq 1,3[-] \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (61)$$

**Místo E:**

**Dynamická bezpečnost v ohybu v místě E**

$$k_{\sigma E} = \frac{\sigma_{CoE}^*}{\sigma_{OE}} = \frac{119,221}{60,290} = 1,977[-] \quad (56)$$

Ohybový moment v místě E

$$M_{OE} = R_{LP} \cdot e = 110209,006 \cdot 200 = 22041801,200[N \cdot mm] \quad (41)$$

Jmenovité ohybové napětí

$$\sigma_{OE} = \frac{M_{OE}}{W_{OE}} = \frac{22041801,200}{365590,573} = 60,290[MPa] \quad (42)$$

Průřezový modul v ohybu v průřezu E

$$W_{OE} = \frac{\pi \cdot d_E^3}{32} = \frac{\pi \cdot 155^3}{32} = 365590,573[mm^3] \quad (43)$$

Velikost  $d_E$

$$d_E = d - t_1 = 180 - 25 = 155[mm] \quad (44)$$

kde:

$d$  [mm] průměr hřídele v místě E

$t$  [mm] hloubka drážky pro pero, [1]

Skutečná mez únavy

$$\sigma_{CoE}^* = \sigma_{CoE} \cdot \frac{\eta_P \cdot \varepsilon_\sigma}{\beta_\sigma} = 343 \cdot \frac{0,85 \cdot 0,66}{1,614} = 119,221[MPa] \quad (57)$$

Mez únavy podle empirických vzorců

$$\sigma_{CoE} = 0,49 \cdot R_m = 0,49 \cdot 700 = 343[MPa] \quad (58)$$

kde:

$R_m$  [MPa] mez pevnosti,  $R_m = 412 - 745$  [MPa], [1]

$\eta_P$  [-] součinitel vlivu jakosti povrchu, obr. 5.9

$\varepsilon_\sigma$  [–] součinitel vlivu velikosti součásti, obr. 5.10

Vrubový součinitel v místě E podle Neubera

$$\beta_\sigma = 1 + \frac{\alpha_{\sigma OE} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_E}}} = 1 + \frac{1,75 - 1}{1 + \frac{0,28}{\sqrt{1,6}}} = 1,614[-] \quad (59)$$

kde:

$\alpha_{\sigma OE}$  [–] tvarový součinitel drážky pro pero v ohybu

$\sqrt{A}$  [mm] Neuberova konstanta vrubové citlivosti, obr. 5.11

$\rho_E$  [mm] poloměr vrubu v místě E

### Statická bezpečnost v krutu v místě E

$$k_{\tau E} = \frac{0,577 \cdot Re}{\tau_{kE}} = \frac{0,577 \cdot 400}{10,590} = 21,794[-] \quad (60)$$

Jmenovité smykové napětí

$$\tau_{kE} = \frac{M_{kV}}{W_{kE}} = \frac{7743 \cdot 10^3}{731181,146} = 10,590[MPa] \quad (45)$$

kde:

$M_{kV}$  [N · m] maximální kroutící moment, [12]

Průřezový modul v krutu v průřezu E

$$W_{kE} = \frac{\pi \cdot d_E^3}{16} = \frac{\pi \cdot 155^3}{16} = 731181,146[mm^3] \quad (46)$$

### Výsledná bezpečnost v místě E

$$k_E = \frac{k_{\sigma E} \cdot k_{\tau E}}{\sqrt{k_{\sigma E}^2 + k_{\tau E}^2}} = \frac{1,977 \cdot 21,794}{\sqrt{1,977^2 + 21,794^2}} = 1,969[-] \geq 1,3[-] \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (61)$$

### Místo F:

#### Dynamická bezpečnost v ohybu v místě F

$$k_{\sigma F} = \frac{\sigma_{CoF}^*}{\sigma_{OF}} = \frac{103,056}{37,253} = 2,766[-] \quad (56)$$

Ohybový moment v místě F

$$M_{OF} = R_{LP} \cdot f = 110209,006 \cdot 112 = 12343408,670[N \cdot mm] \quad (49)$$

Jmenovité ohybové napětí

$$\sigma_{OF} = \frac{M_{OF}}{W_{OF}} = \frac{12343408,670}{331339,850} = 37,253[MPa] \quad (50)$$

Průřezový modul v ohybu v průřezu F

$$W_{OF} = \frac{\pi \cdot d_F^3}{32} = \frac{\pi \cdot 150^3}{32} = 331339,850[mm^3] \quad (51)$$

Skutečná mez únavy

$$\sigma_{CoF}^* = \sigma_{CoF} \cdot \frac{\eta_P \cdot \varepsilon_\sigma}{\beta_\sigma} = 343 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,66}{1,977} = 103,056[MPa] \quad (57)$$

Mez únavy podle empirických vzorců

$$\sigma_{CoF} = 0,49 \cdot R_m = 0,49 \cdot 700 = 343[MPa] \quad (58)$$

kde:

$R_m$  [MPa] mez pevnosti,  $R_m = 412 - 745$  [MPa], [1]

$\eta_P$  [–] součinitel vlivu jakosti povrchu, obr. 5.9

$\varepsilon_\sigma$  [–] součinitel vlivu velikosti součásti, obr. 5.10

Vrubový součinitel v místě F podle Neubergera

$$\beta_\sigma = 1 + \frac{\alpha_{\sigma_{OF}} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_F}}} = 1 + \frac{2,1 - 1}{1 + \frac{0,28}{\sqrt{5}}} = 1,977[-] \quad (59)$$

kde:

$\alpha_{\sigma_{OA}}$  [–] tvarový součinitel osazení v ohybu, obr. 5.6

$\sqrt{A}$  [mm] Neubergerova konstanta vrubové citlivosti, obr. 5.11

$\rho_F$  [mm] poloměr vrubu v místě F

**Statická bezpečnost v krutu v místě F**

$$k_{\tau F} = \frac{0,577 \cdot Re}{\tau_{kF}} = \frac{0,577 \cdot 400}{11,684} = 19,753[-] \quad (60)$$

Jmenovité smykové napětí

$$\tau_{kF} = \frac{M_{kV}}{W_{kF}} = \frac{7743 \cdot 10^3}{662679,700} = 11,684[MPa] \quad (52)$$

kde:

$M_{kV}$  [N · m] maximální kroutící moment, [12]

Průřezový modul v krutu v průřezu F

$$W_{kF} = \frac{\pi \cdot d_F^3}{16} = \frac{\pi \cdot 150^3}{16} = 662679,700[mm^3] \quad (53)$$

**Výsledná bezpečnost v místě F**

$$k_F = \frac{k_{\sigma F} \cdot k_{\tau F}}{\sqrt{k_{\sigma F}^2 + k_{\tau F}^2}} = \frac{2,766 \cdot 19,753}{\sqrt{2,766^2 + 19,753^2}} = 2,739[-] \quad (61)$$

**Tab. 5.1** Souhrn vypočtených bezpečností pro hřídel

Kritická místa	Statická bezpečnost [-]	Dynamická bezpečnost [-]	Statická bezpečnost v krutu [-]	Výsledná bezpečnost [-]
<b>A</b>	9,574	14,459	5,853	5,425
<b>B</b>	8,946	7,774	19,753	7,234
<b>C</b>	7,217	3,759	28,756	3,762
<b>D</b>	6,201	3,397	34,132	3,380
<b>E</b>	3,263	1,977	21,794	1,969
<b>F</b>	4,589	2,766	19,753	2,739

#### 5.2.4 KONTROLA LOŽISEK A PERA

##### Kontrola valivých ložisek

Na hřídel volím dvě stejná dvouřadá soudečková ložiska SKF 222 30CC/W33.

Hlavní parametry ložiska

Hlavní rozměry:

Vnější průměr  $D = 270[mm]$

Vnitřní průměr  $d_L = 150[mm]$

Šířka  $B = 73[mm]$

Únosnost:

Dynamická  $C = 850[kN]$

Statická  $C_0 = 1080[kN]$

Výpočet trvanlivosti ložisek

$$L_{hvypp} = \left(\frac{C}{Pe}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n_p \cdot 60} = \left(\frac{850 \cdot 10^3}{117827,245}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{6 \cdot 60} = 201499,3[hod] \quad (62)$$

Dynamické ekvivalentní zatížení

$$Pe = X \cdot F_R + Y \cdot F_A = 1 \cdot 117827,245 + 0 \cdot 0 = 117827,245[N] \quad (63)$$

kde:

$X$  [-] součinitel radiálního zatížení

$Y$  [-] součinitel axiálního zatížení

$F_R = R_{LL}$  [N] největší zatížení v ložisku

Ložiska jsou zvolena tak, aby vydržela po celou životnost bočního shrnovače.

## Kontrola pera

Pro přenos kroutícího momentu na pojezdové kolo volím pero těsné dle ČSN 022562.

Rozměry pera:

Délka pera  $l = 160\text{mm}$

Hloubka drážky v náboji  $t_1 = 9,7\text{ mm}$

Průměr hřídele  $d = 180\text{ mm}$

Šířka  $b_p = 45\text{ mm}$

Kontrola v tlaku

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D \quad (64)$$

$$\frac{2 \cdot M_K}{d \cdot t_1 \cdot l'} \leq p_D \Rightarrow M_K$$

$$M_k = \frac{p_D \cdot d \cdot t_1 \cdot l'}{2} = \frac{100 \cdot 180 \cdot 9,7 \cdot 115}{2} = 10039500[N \cdot mm]$$

$$M_k = 10039,500[N \cdot m] \geq M_{kV} = 7743[N \cdot m] \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Činná plocha pera

$$l' = l - b_p = 160 - 45 = 115[mm] \quad (65)$$

kde:

$$p_D \quad [MPa] \quad \text{dovolený tlak pro ocel, [4]}$$

## 6 ZÁVĚR

Úkolem této bakalářské práce bylo navržení pohonu pojezdu bočního shrnovače. Pohon je vyřešen pro dolní stavbu bočního shrnovače. Dalším úkolem bylo navrhnout vhodný způsob uložení hnací hřídele hnacího kola stroje do převodovky a pro tuto hřídel provést pevnostní kontrolu.

Pro zvolení vhodného pohonu pojezdu jsem vypočítala maximální kroutící moment hnacího pojezdového kola tak, aby neproklouzlo. Z podmínky neproklouznutí jsem vybrala vhodný pohon s kroutícím momentem menším než je maximální. Tímto máme zaručenou spolehlivou funkčnost pojezdu stoje. Přesněji byla vybrána plochá převodová skřín s elektromotorem a brzdou. Převodovka je dvoustupňová a motor třífázový asynchronní.

Dále jsem navrhla vhodný způsob uložení hnací hřídele hnacího pojezdového kola do převodovky. Hnací hřídel je při montáži vsunuta do hřídele duté, která je umístěna v předovce. Na hřídel dutou je na konci nasunut tzv. svěrný spoj. Skládá se z dvojité půleného vnitřního kroužku, který je svírán dvěma disky utahovanými osmi šrouby typu M16 délky 80 mm. Sevřením vnitřního kroužku dojde k pevnému upnutí plné hnací hřídele hřídelí dutou.

Dalším krokem je pevnostní výpočet hnacího hřídele hnacího pojezdového kola. Navrhla jsem hřídel a vytypovala na ní šest kritických míst, u kterých je možnost vzniku poruchy. Pro jednotlivá kritická místa jsem provedla statickou a dynamickou kontrolu. Výstupními parametry obou těchto kontrol jsou součinitele bezpečnosti. Všechny tyto bezpečnosti vyhověly doporučeným bezpečnostem. Tímto krokem jsem zjistila, že hřídel je vhodná pro přenos daného kroutícího momentu na hnací pojezdové kolo. Dále jsem zkontrolovala zda pro zatížení pohonu vyhovují navržená ložiska a těsné pero pod pojezdovým kolem. Ložiska jsou navrhnutá tak, aby vydržela po celou životnost stroje a pero dokáže přenést výstupní kroutící moment pohonu.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel; ŘASA, Jaroslav. *Strojnické tabulky*. Praha : Scientia. 1999. 985 s. ISBN 80-7183-164-2
- [2] BOLEK, Alfred; KOCHMAN, Josef. *Části strojů: I svazek*. 5 vydání, přepracované. Praha: SNTL. 1989. 776 s. ISBN 80-83-00046-7
- [3] JEŘÁBEK, Karel; HELEBRANT, František; JURMAN, Josef; VOŠTOVÁ, Věra. *Stroje pro zemní práce, silniční stroje*. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava. 1996. 466 s. ISBN 80-7078-389-3
- [4] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů II. : hřídele, tribologie, ložiska*. 2 vydání, upravené. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně. 1987. 215 s.
- [5] POLÁK, Jaromír; SLÍVA, Aleš. *Dopravní a manipulační zařízení III*. 1 vydání. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava. 2005. 137 s. ISBN 80-248-0963-X
- [6] MORAVEC, Vladimír. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava. 2005. 72 s.
- [7] NORD. *G 1000 DE GB FR Feste drehzahlen*. Hamburg: NORD. 2007. 742s.
- [8] FOLTA, Zdeněk. *Přednáška 5:Kontrola hřídele*  
URL: <<http://www.347.vsb.cz/staff/folta/menu.htm>>
- [9] *SpringerLink – Journal Article*  
URL:<<http://www.springerlink.com/index/N835613P061G62RM.pdf>>
- [10] *SCHADE Performances*  
URL:<[http://www.schade-lagertechnik.com/pdf\\_englisch/Schade\\_Performances.pdf](http://www.schade-lagertechnik.com/pdf_englisch/Schade_Performances.pdf)>
- [11] *Bulk Materials Handling*  
URL: <[http://fam.de/downloads/FAM\\_Prospekte/Bulk\\_materials\\_handling.pdf](http://fam.de/downloads/FAM_Prospekte/Bulk_materials_handling.pdf)>
- [12] *Katalog ploché převodovky firmy NORD*  
URL: <<http://www.onsitecatalog.com/catalogs/223/744/>>
- [13] *Plochá převodovka firmy NORD*  
URL: <[http://www2.nord.com/cms/cz/product\\_catalogue/geared\\_motors/geared-motors\\_detail\\_1541.jsp](http://www2.nord.com/cms/cz/product_catalogue/geared_motors/geared-motors_detail_1541.jsp)>
- [14] KRČÁL, Otakar. *Příklady z pružnosti a pevnosti I: část I*. 2. vydání, dotisk. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava. 2004. 90 s. ISBN 80-7078-943-3
- [15] *SpringerLink – Journal Article*  
URL:<<http://www.springerlink.com/index/N835613P061G62RM.pdf>>

[16] *ZPD 8000 – Prodeco, a.s.*

URL: <<http://www.prodeco.cz/cs/vyrobni-program/zakladace/zpd-8000>>

[17] *ZNKK 13/8/32 – Prodeco, a.s.*

URL:< <http://www.prodeco.cz/cs/vyrobni-program/skladkove-stroje/znkk-13-8-32>>



## SEZNAM OBRÁZKŮ

<b>Obr. 2.1</b>	Homogenizační skládka [5].....	14
<b>Obr. 2.2</b>	Podélné skládky uspořádané za sebou [10].....	15
<b>Obr. 2.3</b>	Kruhová skládka [10] .....	15
<b>Obr. 2.4</b>	Hromady založené metodou Cone-shell.....	16
<b>Obr. 2.5</b>	Metoda Chevron [10] .....	16
<b>Obr. 2.6</b>	Metoda Strata [10].....	17
<b>Obr. 2.7</b>	Metoda Windrow [10] .....	17
<b>Obr. 2.8</b>	Metoda Quincunx .....	18
<b>Obr. 2.9</b>	Kruhová hromada založená metodou Chevcon [10] .....	18
<b>Obr. 2.10</b>	Zakladač se shazovacím vozem [10] .....	18
<b>Obr. 3.1</b>	Zakládání materiálu ve spojení s kolejovou dopravou [9] .....	19
<b>Obr. 3.2</b>	Pásový zakladač ZPD 8000 fy PRODECO [16] .....	20
<b>Obr. 3.3</b>	Čelní kolesový mostový naběrač.....	21
<b>Obr. 3.4</b>	Barelový naběrač fy SCHADE [10] .....	21
<b>Obr. 3.5</b>	Mostový shrnovač [9].....	22
<b>Obr. 3.6</b>	Diskový shrnovač pracující na podélné skládce [9] .....	22
<b>Obr. 3.7</b>	Kolesový výložníkový naběrač ZNKK 13/8/32 fy PRODECO [17] .....	23
<b>Obr. 3.8</b>	Boční shrnovač FAM [11].....	23
<b>Obr. 3.9</b>	Poloportálový shrnovač SCHADE [10] .....	24
<b>Obr. 3.10</b>	Portálový shrnovač SCHADE [10] .....	24
<b>Obr. 3.11</b>	Portálový korečkový naběrač .....	25
<b>Obr. 4.1</b>	Převodová skříň čelní od firmy NORD [13] .....	26
<b>Obr. 4.2</b>	Schéma zatížení bočního shrnovače, pohled z boku .....	27
<b>Obr. 4.3</b>	Schéma zatížení bočního shrnovače, pohled zepředu .....	28
<b>Obr. 4.4</b>	Hnací pojezdové kolo s odpory při valení.....	28
<b>Obr. 4.5</b>	Popis navržené převodové skříně .....	30
<b>Obr. 5.1</b>	Schéma uložení hnacího hřídele hnacího kola do převodovky .....	32
<b>Obr. 5.2</b>	Model převodové skříně a hnacího hřídele .....	33
<b>Obr. 5.3</b>	Schéma zatížení převodové skříně z pohledu A.....	33
<b>Obr. 5.4</b>	Schéma zatížení převodové skříně z pohledu B.....	34
<b>Obr. 5.5</b>	Zatížení hnací hřídele s označenými kritickými místy.....	35
<b>Obr. 5.6</b>	Tvarový součinitel $\alpha_{\sigma 0}$ hřídele v osazení, ohyb [4].....	36
<b>Obr. 5.7</b>	Tvarový součinitel $\alpha_{\tau}$ hřídele v osazení hřídele, krut [4].....	37
<b>Obr. 5.8</b>	Tvarový součinitel $\alpha_{\tau}$ pro hřídel s drážkou pro pero, krut [4] .....	41
<b>Obr. 5.9</b>	Diagram součinitele jakosti povrchu $\eta_p$ [8] .....	44
<b>Obr. 5.10</b>	Diagram součinitele velikosti $\varepsilon_{\sigma}$ [8] .....	44
<b>Obr. 5.11</b>	Diagram Neuberovy konstanty $\sqrt{A}$ materiálu [8].....	44

## SEZNAM TABULEK

<b>Tab. 4.1</b>	Součinitele smykového tření [1] .....	29
<b>Tab. 4.2</b>	Odpor při valení [1] .....	30
<b>Tab. 5.1</b>	Souhrn vypočtených bezpečností pro hřídel .....	52

## **PŘÍLOHY**

Jednokolový hnací podvozek

BP-HLO055-01

Konzola pojezdového kola

BP-HLO055-02

Hřídel

BP-HLO055-03

Pojezdové kolo

BP-HLO055-04

Horní konzola pojezdového kola

BP-HLO055-05

Dolní konzola pojezdového kola

BP-HLO055-06